



**João Pedro Pinto
Fonseca**

**PREVISÃO DE VIDA À FADIGA
EM CARREGAMENTOS BIAXIAIS
NÃO PROPORCIONAIS**

Dissertação submetida como requisito parcial para
obtenção do grau de **Mestre em Engenharia de
Produção**

Novembro de 2013

Agradecimentos

Quero agradecer em primeiro lugar ao Prof. Ricardo Cláudio meu orientador, pela sua disponibilidade e acompanhamento constante ao meu trabalho. Aprendi muito com ele não só no decorrer da realização desta dissertação de mestrado, mas em todas as disciplinas em que tive a sorte de o ter como docente, neste curso de mestrado e na licenciatura. Ele é para mim um exemplo, daquilo que o Engenheiro deve ser.

Quero também agradecer à ESTSetúbal/IPS, pela disponibilização do espaço e das condições necessárias para o desenvolvimento desta tese, quer no laboratório de materiais E122, quer nas oficinas C202/C206. Dentro desta, alguns docentes deram o seu contributo a este trabalho, entre os quais o Prof. Aníbal Valido pelo auxílio nos conceitos de Mecânica dos sólidos e a Prof^a. Anabela Pereira pelo apoio na resolução de problemas matemáticos. Também o meu ex-colega de licenciatura Pedro Gomes que prestou um importante auxílio na resolução de alguns problemas matemáticos complexos.

Esta dissertação não seria possível sem o apoio da FCT e do IST, pois resulta de um projeto da primeira e uma parceria do segundo com a EST/Setúbal. Agradeço também ao Prof. Luís Reis e Prof. Manuel de Freitas, pelos esclarecimentos dados e ao meu colega Ivo Guelho, estudante bolseiro da FCT que muito contribuiu para o projeto em que esta tese está inserida.

Agradeço também à ATEC, instituição onde trabalho, em especial ao Eng.^o António Mouta pelo apoio prestado na delicada maquinação de provetes cilíndricos, em CNC.

Por fim, quero agradecer à minha família pelo constante apoio emocional e pela compreensão para comigo e para com o meu trabalho, durante todo o meu percurso no ensino superior, na ESTSetúbal/IPS.

Resumo

A fadiga é a principal causa de falha de estruturas e componentes mecânicos sujeitos a carregamentos cíclicos. Tipicamente o carregamento assume uma natureza multiaxial complexa, nalguns casos não proporcional, sendo imperativo conhecer-se o comportamento dos materiais nestas condições.

Na presente trabalho realizaram-se ensaios de fadiga em provetes cruciformes sujeitos a carregamentos biaxiais de tensão-tensão, proporcionais e não proporcionais. Com base nos parâmetros usados nos ensaios experimentais fizeram-se previsões de vida utilizando os critérios de Sines, Crossland, Findley, MCC, MCE, Brown & Miller, Fatemi & Socie e Smith, Watson & Topper. Os resultados das previsões foram comparados com os experimentais, tendo-se tirado conclusões quanto ao desempenho de cada um dos critérios nos casos particulares estudados.

Os resultados obtidos mostraram que parte dos critérios convencionais não proporcionam previsões realistas em carregamentos biaxiais, em especial nos não proporcionais. As previsões feitas pelos métodos mais recentes, MCC e MCE, aproximaram-se mais dos resultados experimentais, contudo, com base nos resultados obtidos, o critério MCE tem a vantagem de ser mais conservador e consistente.

Palavras-chave: Fadiga Biaxial, Previsão de Vida, Carregamentos Não-Proporcionais, Provede Cruciforme.

Abstract

Materials fatigue is the major cause of failure of structures and mechanical components that are subjected to cyclic loadings. Typically these loads assume a complex multiaxial nature, in some cases not proportional, being essential to study the behavior of materials under these conditions.

In this work several experimental tests were made on cruciform specimens under in-plane biaxial, proportional and non-proportional, loadings. Based on the experimental parameters fatigue life predictions were carried out using different criteria such as Sines, Crossland, Findley, MCC, MCE, Brown & Miller, Fatemi & Socie and Smith, Watson & Topper. The predictions were compared with the experimental results, being drawn conclusions about which criteria better reproduce the experimental observations.

The results showed that conventional criteria do not provide realistic predictions under biaxial loadings, especially in non-proportional cases. The predictions made by the most recent criteria, MCC and MCE, are closer to the experimental results, however, based on the results obtained, the MCE criterion has the advantage to be more conservative and consistent.

Keywords: Biaxial Fatigue, Life Prediction, Non-Proportional Loadings, Cruciform Specimen.

Índice

Agradecimentos	iii
Resumo	v
Abstract	vii
Índice	ix
Lista de Figuras	xi
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Siglas e Acrónimos	xv
Capítulo 1	1
Introdução	1
1.1. Introdução	2
1.2. Objetivos	3
Capítulo 2	7
Revisão Bibliográfica	7
2.1. Critérios de Cedência Estáticos	8
2.1.1. Critério da Tensão Normal Máxima	8
2.1.2. Critério da Tensão de Corte Máxima	8
2.1.3. Critério da Tensão de Corte Octaedral	8
2.2. Critérios Baseados em Tensão	9
2.2.1. Crossland e Sines	9
2.2.2. Findley	10
2.2.3. Menor Circulo Circunscrito	11
2.2.4. Menor Elipse Circunscrita	11
2.3. Critérios Baseados em Extensão	13
2.3.1. Brown & Miller	13
2.3.2. Fatemi & Socie	14
2.3.3. Smith, Watson & Topper	15
Capítulo 3	17
Metodologia Experimental	17
3.1. Material Utilizado	18
3.2. Ensaaios Experimentais	19
3.2.1. Descrição dos Provetes	19
3.2.2. Análise por Elementos Finitos	20
3.3. Máquina Utilizada	24
3.3.1. Descrição da Máquina	24

3.3.2. Alinhamento da Máquina	25
3.4. Microscópio	26
3.5. Parâmetros de Ensaio.....	28
3.6. Resultados Experimentais	30
Capítulo 4	33
Previsões de Vida.....	33
4.1. Critério de Sines	34
4.2. Critério de Crossland	35
4.3. Critério de Findley	38
4.4. Critério do Menor Círculo Circunscrito (MCC)	39
4.5. Critério da Menor Elipse Circunscrita (MCE)	42
4.6. Critério de Brown & Miller	45
4.7. Critério de Fatemi & Socie.....	46
4.8. Critério de Smith, Watson & Topper.....	48
4.9. Síntese de Resultados	50
Capítulo 5	53
Discussão dos Resultados.....	53
Capítulo 6	57
6.1. Conclusões	57
6.2. Propostas para Desenvolvimentos Futuros.....	58
Bibliografia	61
Anexo I.....	A.1
Desenho do Provete.....	A.1
Anexo II.....	A.2
Variáveis Inseridas no Modelo FEM	A.2
Anexo III.....	A.3
Validação Experimental do Modelo FEM	A.3

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Perda de fuselagem B737-222.	3
Figura 1.2 – Máquina de ensaios biaxiais “BTM”	4
Figura 2.1 – Vetor tensão no plano crítico	11
Figura 2.2 – Comparação entre as abordagens MCC e MCE.	12
Figura 2.3 – Ilustração da determinação de R_a e R_b	13
Figura 2.4 – Modos de deformação das fendas.	14
Figura 2.5 – Princípio físico do modelo de Fatemi e Socie.	15
Figura 2.6 – Princípio físico do modelo de Smith, Watson & Topper.	16
Figura 3.1 – Geometria dos provetes de ensaio.	19
Figura 3.2 – Distribuição de tensões a) uniaxial; b) biaxial.	21
Figura 3.3 – Edição da espessura na zona crítica do modelo.	21
Figura 3.4 – Edição do valor da diagonal no modelo.	22
Figura 3.5 – Edição do valor da espessura dos braços.	23
Figura 3.6 – Provede 007 instrumentado com extensômetro roseta.	23
Figura 3.7 – Máquina de ensaios de fadiga biaxiais.	24
Figura 3.8 – Detalhe da montagem do provede: a) Conjunto de fixação; b) Vista explodida do conjunto de fixação de um braço do provede e célula de carga.	25
Figura 3.9 – Provede de alinhamento: geometria BTM2050.	26
Figura 3.10 – Microscópio	27
Figura 3.11 – Superfícies de fratura do provede 056.	27
Figura 3.12 – Relação entre tensões nos casos ensaiados.	28
Figura 3.13 – Tensão em ordem ao tempo nos casos ensaiados.	29
Figura 3.14 – Curva S-N dos ensaios efetuados.	31
Figura 3.15 – Curva ϵ -N dos ensaios efetuados.	31
Figura 4.1 – Curva S-N critério de Sines original.	34
Figura 4.2 – Previsão de vida critério de Sines original.	35

Figura 4.3 – Curva S-N critério de Crossland original $k=-0,25$.	36
Figura 4.4 – Curva S-N critério de Crossland original $k=0$.	36
Figura 4.5 – Previsão de vida critério de Crossland original $k=-0,25$.	37
Figura 4.6 – Previsão de vida critério de Crossland original $k=0$.	37
Figura 4.7 – Curva S-N critério de Findley.	38
Figura 4.8 – Previsão de vida critério de Findley.	39
Figura 4.9 – Curva S-N critério MCC utilizando o critério de Crossland para corrigir a tensão média.	40
Figura 4.10 – Curva S-N critério MCC utilizando o critério de Sines para corrigir a tensão média	40
Figura 4.11 – Previsão de vida critério MCC utilizando o critério de Crossland para corrigir a tensão média.	41
Figura 4.12 – Previsão de vida critério MCC utilizando o critério de Sines para corrigir a tensão média.	42
Figura 4.13 – Curva S-N critério MCE utilizando o critério de Crossland para corrigir a tensão média.	43
Figura 4.14 – Curva S-N critério MCE utilizando o critério de Sines para corrigir a tensão média	43
Figura 4.15 – Previsão de vida critério MCE utilizando o critério de Crossland para corrigir a tensão média.	44
Figura 4.16 – Previsão de vida critério MCE utilizando o critério de Sines para corrigir a tensão média.	44
Figura 4.17 – Curva ϵ -N critério de Brown & Miller.	45
Figura 4.18 – Previsão de vida critério de Brown & Miller.	46
Figura 4.19 – Curva ϵ -N critério de Fatemi & Socie.	47
Figura 4.20 – Previsão de vida critério de Fatemi & Socie.	47
Figura 4.21 – Curva ϵ -N critério de Smith, Watson & Topper.	48
Figura 4.22 – Previsão de vida critério de Smith, Watson & Topper.	49
Figura 5.1 – Comparação dos modelos MCC, MCE, Brown & Miller e Fatemi & Socie.	55
Figura A1 – Desenho do provete BTM2021.	A.1
Figura A2 – Resultados do ensaio estático ao provete 007.	A.3
Figura A3 – Ensaio dinâmico realizado ao provete 076.	A.4

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 – Composição química do alumínio A1050-H14.	18
Tabela 3.2 – Características Mecânicas de interesse do alumínio A1050-H14.	18
Tabela 3.3 – Características dos atuadores.	24
Tabela 3.4 – Parâmetros de ensaio e resultados experimentais.....	30
Tabela 4.1 – Previsões de vida dos vários critérios para cada um dos provetes ensaiados.	50
Tabela 5.1 – Discrepâncias das previsões dos critérios.....	54
Tabela A1 – Variáveis inseridas no modelo FEM e constantes K resultantes.	A2
Tabela A2 – Variáveis inseridas no modelo FEM e constantes K resultantes.	A4
Tabela A3 – Validação das constantes K.	A4

Lista de Siglas e Acrónimos

ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
B-M	Modelo de previsão de vida de Brown & Miller
BTM	<i>Biaxial Testing Machine</i> – Máquina de Ensaios Biaxial
CMM	<i>Coordinate-Measuring Machine</i> – Máquina de Medição por Coordenadas
CNC	Comando Numérico Computadorizado
EST	Escola Superior de Tecnologia
FCT	Fundação para a Ciência e Tecnologia
FEM	<i>Finite Element Method</i> – Método de Elementos Finitos
FS	Modelo de previsão de vida de Fatemi & Socie
HCF	<i>High Cycle Fatigue</i>
IPS	Instituto Politécnico de Setúbal
IST	Instituto Superior Técnico
LCF	<i>Low Cycle Fatigue</i>
MCC	<i>Minor Circumscribed Circle</i> – Menor Circulo Circunscrito
MCE	<i>Minor Circumscribed Ellipse</i> – Menor Elipse Circunscrita
SWT	Smith, Watson & Topper

Lista de Símbolos

γ	Extensão de corte ou distorção
γ'_f	Extensão limite de fadiga ao corte
Δ	Diferença de fase dos carregamentos
$\varepsilon / \varepsilon_n$	Extensão normal
ε'_f	Extensão normal limite de fadiga
$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$	Extensões normais principais
λ	Parâmetro vida
$\Delta\gamma$	Gama da extensão de corte
$\Delta\gamma_{m\acute{a}x}$	Gama da extensão de corte máxima
$\Delta\varepsilon_n$	Gama da extensão normal
$\Delta\varepsilon_1, \Delta\varepsilon_2, \Delta\varepsilon_3$	Gama das extensões principais
$\Delta\sigma_{eq}$	Gama da tensão normal equivalente
$\Delta\sigma_1, \Delta\sigma_2, \Delta\sigma_3$	Gama das tensões principais
$\Delta\sigma_x, \Delta\sigma_y, \Delta\sigma_z$	Gama das tensões nas direções x, y e z
$\Delta\tau$	Gama da tensão de corte
$\Delta\tau_{oct}$	Gama da tensão de corte octaedral
σ	Tensão normal σ
$\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}$	Tensão normal segundo x, y ou z
$\sigma_f / \sigma'_f / \sigma_{ut}$	Tensão normal limite de fadiga

σ_{eq}	Tensão normal equivalente
$\sigma_{n,m\acute{a}x}$	Tensão normal máxima
$\sigma_{n,med}$	Tensão normal média
σ_{ut}	Parâmetro utilizado no modelo FS equivalente à tensão normal limite de fadiga
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Tensões normais principais
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	Tensões normais nas direções x, y e z
τ	Tensão de corte
τ_a	Tensão de corte alternada
τ_{xy}	Tensão de corte no plano xy
τ_f^*	Parâmetro de resistência à fadiga utilizado no modelo de Findley
τ'_f	Tensão limite de fadiga ao corte
τ_a	Tensão de corte alternada
τ_{oct}	Tensão de corte octaedral
b/b_γ	Expoente de resistência à fadiga utilizado nos modelos de Crossland, Sines, Findley, MCC, MCE, B-M, F-S e SWT
c/c_γ	Expoente de resistência à fadiga utilizado no modelo B-M, F-S e SWT
\underline{C}	Componente de corte do vetor tensão
E	Módulo de elasticidade
F_1, F_2, F_3	Força nas direções principais
g	Parâmetro de material utilizado no modelo B-M
G	Módulo de distorção
h	Parâmetro de material utilizado no modelo B-M
j	Parâmetro de material utilizado no modelo B-M

$\sqrt{J_{2,a}}$	Raiz quadrada da amplitude do segundo invariante do tensor desviador da tensão
k	Parâmetro de material utilizado nos modelos Crossland, Sines, Findley, MCC, MCE e FS
$K_{\sigma_1}, K_{\sigma_2}$	Fator de correção da tensão nas direções principais 1 e 2
$K_{\varepsilon_1}, K_{\varepsilon_2}, K_{\varepsilon_3}$	Fator de correção da extensão nas direções principais 1, 2 e 3
$m_{\acute{a}x}$	Índice de máximo
N	Número de ciclos
\underline{N}	Componente normal ao plano crítico do vetor tensão
N_f	Número de ciclos à rotura
P_H	Pressão Hidrostática
$P_{H_{m\acute{a}x}}$	Pressão Hidrostática Máxima
$P_{H_{med}}$	Pressão Hidrostática Média
R	Razão de Tensões
R^2	Coeficiente de correlação linear
Ra	Raio do maior eixo da elipse
Rb	Raio do menor eixo da elipse
S	Parâmetro de material utilizado no modelo B-M
\underline{S}_n	Vetor tensão
$S_{1_{5D}}, S_{2_{5D}}$	Tensão no espaço euclidiano nas direções 1 e 2

Capítulo 1

Introdução

Neste capítulo será feita uma breve introdução ao fenómeno de falha devido à fadiga, uma súmula histórica do tema e um enquadramento ao presente trabalho.

Serão também aqui definidos os principais objetivos globais e específicos deste trabalho.

1.1. Introdução

A maioria dos componentes Mecânicos encontram-se submetidos a esforços dinâmicos de ordem vária que podem levar à sua falha. A principal causa de falha destes elementos é motivada pelo fenómeno de fadiga, devido à acumulação de dano pela aplicação cíclica de carregamentos, que na maioria das vezes são complexos e multiaxiais (Radouane e Lu, 2011). Devido à repetibilidade dos esforços aplicados, a ruína acontece em tensões muito inferiores à resistência estática dos materiais (Miroslaw e Zielinski, 2006) e (Reis et al., 2009). Considerando os efeitos nefastos, económicos e humanos, que a ruína de componentes e estruturas tem nas mais diversas indústrias, o seu estudo é essencial em projeto. No entanto a fadiga multiaxial é ainda uma matéria muito específica, estudada por um número limitado de especialistas, havendo por isso ainda muito por descobrir e desenvolver.

A fadiga de materiais tem sido estudada nos últimos 150 anos, fomentada pelas primeiras falhas Mecânicas de impacto relevante, que aconteceram na indústria ferroviária em meados de 1840. August Wöhler foi um dos primeiros e dos mais impulsionadores investigadores nesta área. Entre 1850 e 1875, realizou ensaios experimentais de modo a compreender o fenómeno que originava a falha. Foram ensaiados provetes e peças reais (eixos de comboios) para estabelecer um limite de resistência dos mesmos à fadiga (Bannantie *et al.*, 1990). Através desse trabalho, Wöhler introduziu pela primeira vez o conceito de Tensão-Vida, também conhecido por curvas S-N.

Muitos foram os investigadores que estudaram a fadiga desde então, propondo modelos de previsão de vida, sendo alguns dos mais importantes: Coffin, Mason, Crossland, Sines, Findley, Socie, Brown, Miller, entre outros. Alguns dos citados propuseram modelos de previsão de vida à fadiga multiaxial, que reduzem um estado de tensão/extensão multiaxial a um estado uniaxial equivalente (Cabrita, 2009). Atualmente os estudos nesta área focam-se cada vez mais na resolução de problemas específicos de indústrias de ponta como a aeronáutica, ferroviária, naval ou automóvel. Em muitos desses estudos são propostas alterações ou melhorias aos modelos de previsão da vida à fadiga, bem como aos de previsão da direção e velocidade da propagação da fenda (Li Bin *et al.*, 2006).

A análise de componentes sujeitos a carregamentos multiaxiais é frequentemente simplificada, sem que exista a certeza que essas simplificações são válidas para sequências de carga específicas (Socie e Marquis, 2000). Atualmente a fadiga multiaxial é abordada de diversas maneiras: derivações da equação de Coffin-Manson, utilização de invariantes da tensão e extensão, modelos do plano crítico ou métodos energéticos (You e Lee, 1996).

Exemplos de ruína por fadiga com efeitos catastróficos têm acontecido pontualmente na indústria aeronáutica ao longo da história. Em 1988 um Boeing 737-222 perdeu parte da sua cobertura superior devido a fratura quando voava a 24.000 pés de altitude, ficando com o aspeto ilustrado na figura 1.1 (*in www.airdisaster.com*). Tal aconteceu porque: “os painéis da fuselagem de uma aeronave pressurizada estão sujeitos a complexos carregamentos multiaxiais, cíclicos e aleatórios” (Sunder e Ilchenko, 2011).



Figura 1.1 – Perda de fuselagem B737-222. (*in www.airdisaster.com*)

Um dos modelos de previsão de vida mais recentes é o Método da Elipse Circunscrita (MCE), proposto por (Freitas *et al.*, 2000). Têm-se demonstrado bons resultados com este modelo no caso particular de carregamentos biaxiais de tensão-torção (Reis *et al.*, 2004), contudo não foram encontradas referências em que tivesse sido demonstrado que este modelo também é apropriado noutras condições de carregamento, como é o caso da solicitação biaxial tensão-tensão ou para outros carregamentos multiaxiais.

1.2. Objetivos

O presente trabalho enquadra-se num projeto financiado pela FCT (Fundação para a Ciência e Tecnologia), no qual foi construída uma máquina de ensaios biaxiais (BTM – Biaxial Testing Machine), de baixo custo e reduzida manutenção, nas instalações da ESTSetúbal/IPS em parceria com o Instituto Superior Técnico (Cláudio *et al.*, 2012), conforme a figura 1.2.



Figura 1.2 – Máquina de ensaios biaxiais “BTM”.

Pretende-se utilizar a referida máquina, para realizar um conjunto de ensaios de fadiga, com carregamentos biaxiais no plano (proporcionais e não proporcionais) bem como ensaios em condições uniaxiais. Os resultados experimentais serão usados para comparar alguns dos modelos de previsão de vida multiaxial mais utilizados no caso particular de solicitações biaxiais no plano, proporcionais e não proporcionais. Será dada particular atenção ao modelo MCE proposto por (Freitas *et al.*, 2000), alvo de estudo no projeto FCT acima mencionado.

Para atingir o objetivo principal do presente trabalho, foi necessário estabelecer os seguintes objetivos específicos:

1. Fazer uma revisão bibliográfica sobre fadiga multiaxial e os modelos a utilizar;
2. Ensaiair provetes com uma geometria cruciforme já desenvolvida, com carregamentos proporcionais ($\delta=0^\circ$) e não proporcionais ($\delta=\{30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 180^\circ\}$) e amplitude de força igual em ambas as direções;
3. Calcular pelo método dos elementos finitos as tensões e extensões no centro da geometria de cada provete ensaiado experimentalmente;
4. Fazer previsões de vida com base nos métodos estudados;
5. Estabelecer critérios globais para quantificar o desempenho de cada método;
6. Comparar os resultados dos diferentes métodos estudados;
7. Verificar se o critério MCE é adequado à previsão de vida com carregamentos biaxiais de tensão-tensão.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Desde que Wöhler estabeleceu na comunidade científica o conceito de vida infinita, foram desenvolvidos diversos critérios de previsão de vida à fadiga. Estes podem ser divididos em três grandes grupos: baseados em tensão, extensão e métodos energéticos, tendo todos como base, critérios estáticos. Os critérios baseados em tensão são mais adequados para HCF (do inglês *High Cycle Fatigue*) e os baseados em extensão para LCF (do inglês *Low Cycle Fatigue*). Os métodos energéticos são polivalentes.

No presente capítulo serão descritos alguns critérios de previsão de vida.

2.1. Critérios de Cedência Estáticos

Muitos foram os autores que procuraram utilizar critérios estáticos no estudo da fadiga multiaxial de modo a simplificar o cálculo e a obtenção de parâmetros de fadiga. De entre os muitos critérios existentes, destacam-se o critério da tensão normal máxima, o critério da tensão de corte máxima e o critério de Von-Mises (Socie e Marquis, 2000).

2.1.1. Critério da Tensão Normal Máxima

Segundo o critério da tensão normal máxima, quando aplicado a carregamentos cíclicos, a tensão normal equivalente num determinado ciclo é igual à tensão principal 1, podendo assim ser comparada com uma tensão admissível, como se de um parâmetro estático se tratasse. Traduz-se através da seguinte expressão:

$$\Delta\sigma_{ed} = \Delta\sigma_1 \quad (2.1)$$

Em que $\Delta\sigma_{ed}$ e $\Delta\sigma_1$ representam a gama da tensão normal equivalente e da tensão principal 1, respetivamente.

2.1.2. Critério da Tensão de Corte Máxima

O critério da tensão de corte máxima considera uma tensão de corte equivalente, que é metade da tensão normal equivalente e que, é igual à metade da diferença da variação das tensões principais 1 e 3. Este método é também chamado critério de Tresca.

Expressa-se da seguinte forma:

$$\Delta\tau = \frac{\Delta\sigma_{eq}}{2} = \frac{\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_3}{2} \quad (2.2)$$

Em que, $\Delta\tau$ representa a gama da tensão de corte e $\Delta\sigma_3$ representa a gama da tensão principal 3.

2.1.3. Critério da Tensão de Corte Octaedral

Este modelo, também chamado critério de Von-Mises, apresenta uma tensão de corte equivalente com base na tensão octaedral, que atua num determinado plano (Anes, 2009). A tensão pode ser obtida através da expressão 2.3. (Shigley *et al.*, 2004):

$$\Delta\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3)^2 + (\Delta\sigma_3 - \Delta\sigma_1)^2} = \Delta\tau_{oct} \frac{3}{\sqrt{2}} \quad (2.3)$$

Em que, $\Delta\sigma_2$ representa a tensão principal 2 e $\Delta\tau_{oct}$ a tensão de corte octaedral.

Para casos biaxiais no plano, em situações em que a espessura é muito baixa, a tensão

principal σ_3 é praticamente nula, pelo que a expressão 2.3 pode tomar a seguinte forma:

$$\Delta\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)^2 + \Delta\sigma_2^2 + \Delta\sigma_1^2} \quad (2.4)$$

Esta tensão equivalente pode ser utilizada em diversos modelos de previsão de vida. No entanto este critério, bem como os restantes critérios estáticos apresentados (expressões 2.1 a 2.4) só apresentam bons resultados em carregamentos proporcionais ou em fase (Socie e Marquis, 2000). Em carregamentos não proporcionais ou desfasados: $\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_3 \neq \Delta(\sigma_1 - \sigma_3)$, pelo que o *ASME Pressure Vessel Code* recomenda a utilização do valor máximo de $\Delta(\sigma_1 - \sigma_3)$ num ciclo. Todos estes critérios podem ser combinados com o critério de Goodman ou outro, de modo a incluir o efeito da tensão média (Socie, 2008).

2.2. Critérios Baseados em Tensão

Os critérios baseados em tensão procuram colmatar algumas das limitações dos critérios estáticos aplicados em fadiga, reduzindo o estado de tensão a uma tensão equivalente. A maioria destes modelos baseia-se na equação de Coffin e Mason, variando apenas a forma como é obtido o valor da tensão e acrescentando constantes características do comportamento do material em fadiga. Estes critérios apresentam melhores resultados em HCF, isto é, para uma vida superior a 10^3 - 10^4 ciclos.

2.2.1. Crossland e Sines

Entre as diversas abordagens feitas em fadiga multiaxial, os critérios de Crossland (1957) e Sines (1956) são dos mais importantes. São ambos formulados com base na amplitude da tensão de corte octaedral alternada, tensão normal durante um ciclo de carregamento e dois parâmetros do material (Sines e Ohgui, 1981):

$$\tau_a + k(N)\sigma = \lambda(N) \quad (2.5)$$

Em que, τ_a representa a tensão de corte octaedral alternada, $k(N)$ é uma constante do material, σ é a tensão normal e $\lambda(N)$ representa a vida. A expressão 2.5 pode também ser apresentada sob a forma da amplitude do segundo invariante da tensão desviadora $\sqrt{J_{2a}}$ e da pressão hidrostática P_H respetivamente (Li Bin, 2002):

$$\sqrt{J_{2a}} + k(N)P_H = \tau' f (2N)^b \quad (2.6)$$

Em que: $\sqrt{J_{2a}}$ é o segundo invariante da tensão desviadora e P_H é a pressão hidrostática. $\tau' f$ e b são parâmetros de resistência à fadiga do material. N representa o número de reversões (2 por ciclo no caso estudado), pelo que $2N$ equivale a um ciclo de carregamento.

O segundo invariante da tensão desviadora pode ser calculado da seguinte forma:

$$\sqrt{J_{2,a}} = \frac{1}{2\sqrt{6}} \left\{ (\Delta\sigma_x - \Delta\sigma_y)^2 + (\Delta\sigma_y - \Delta\sigma_z)^2 + (\Delta\sigma_x - \Delta\sigma_z)^2 \right\}^{1/2} \quad (2.7)$$

A constante k pode ser calculada de acordo com a expressão 2.8 (Li Bin, 2002).

$$k = \frac{3\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \sqrt{3} \quad (2.8)$$

A diferença entre os dois critérios encontra-se na pressão hidrostática. Crossland sugere que se utilize o valor máximo, enquanto Sines sugere a utilização do seu valor médio.

Com estes critérios têm-se obtido bons resultados quando aplicados em carregamentos proporcionais complexos, mas para carregamentos não proporcionais existem outros modelos mais adequados (Socie, 2008). Para solicitações em fase, os resultados de ambos os modelos são semelhantes. A exceção verifica-se para carregamentos com razão de tensões $R=-1$, nos quais a tensão média é nula, pelo que a pressão hidrostática média também o será.

2.2.2. Findley

Findley baseou-se no trabalho de Sines para sugerir uma relação linear entre a tensão normal e a tensão de corte alternada em fadiga, validada em ensaios com provetes de aço e alumínio (Findley, 1959). Em vez de utilizar a tensão de corte octaedral como Sines, Findley optou por usar a máxima combinação da tensão de corte no plano crítico e a respetiva tensão normal nesse mesmo plano. Assim sendo, para obter os valores da tensão equivalente, também chamados de parâmetro de Findley, é necessário fazer um varrimento de todos os planos para encontrar a máxima combinação do primeiro membro de (2.9).

Este critério é aplicado em casos de HCF, mas também pode ser utilizado em casos de LCF (Socie e Marquis, 2000 e Louro, 2010), através da equação com a seguinte forma:

$$\left\{ \frac{\Delta\tau}{2} + k\sigma_n \right\}_{max} = \tau_f^* (2N)^b \quad (2.9)$$

Em que $\Delta\tau$ é determinado pelo critério de Tresca, através de (2.2) e:

$$\sigma_n = \frac{\sigma_1}{2} \quad (2.10)$$

A expressão 2.10 é válida para situações de espessura fina.

Os parâmetros k e b são parâmetros do material, homónimos aos dos modelos de Crossland e Sines, que devem ser obtidos experimentalmente. τ_f^* pode ser determinado em função do coeficiente de resistência à fadiga ao corte, τ_f' por:

$$\tau_f^* = \tau_f' \sqrt{1 + k^2} \quad (2.11)$$

O fator $\sqrt{1 + k^2}$ assume habitualmente o valor aproximado de 1,04 em materiais dúcteis (Socie e Marquis, 2000), isto é, k é aproximadamente 0,3.

2.2.3. Menor Circulo Circunscrito

Um determinado estado de tensão, pode ser decomposto num plano em duas componentes: uma componente normal e outra de corte. Durante um ciclo de carregamento a componente normal (\underline{N}), permanece perpendicular ao plano crítico, podendo variar apenas em intensidade, enquanto a componente de corte (\underline{C}) descreve uma curva fechada (Papadopoulos *et al.*, 1997). Papadopoulos defende que ao projetar essa curva no plano crítico, esta pode ser circunscrita e que o raio desse círculo - R_a - equivale à tensão de corte alternada equivalente (Li Bin, 2000), que pode depois ser utilizada nos critérios de Crossland ou Sines.

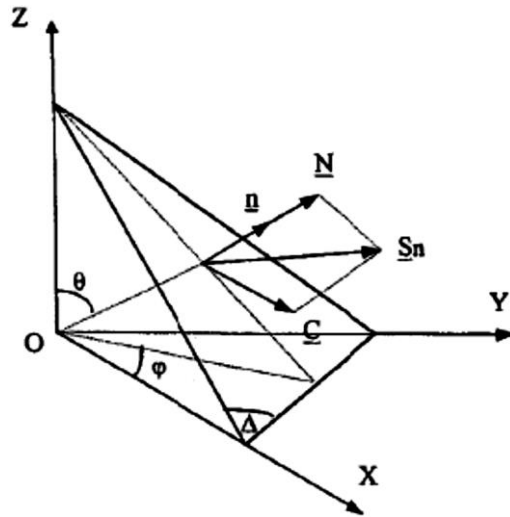


Figura 2.1 – Vetor tensão no plano crítico. (Freitas *et al.*, 2000)

A tensão equivalente segundo este modelo é expressa na seguinte forma:

$$\tau_a = R_a \quad (2.12)$$

Em que τ_a representa a tensão de corte equivalente alternada e R_a o raio do menor círculo que circunscribe o percurso do vetor tensão no plano crítico.

2.2.4. Menor Elipse Circunscrita

O modelo da Menor Elipse Circunscrita (MCE) baseia-se no modelo do Menor Circulo Circunscrito (MCC) de Papadopoulos, mas afirma conseguir resultados mais precisos em carregamentos não proporcionais complexos.

Em carregamentos proporcionais o vetor tensão no plano crítico pode ser representado por uma linha reta de comprimento constante que vai rodando em torno da origem durante o ciclo (se a tensão média for igual a zero) descrevendo assim uma circunferência (*Load Path 2*, figura 2.2), tal como afirma Papadopoulos.

Em carregamentos não proporcionais a linha descrita pelo vetor tensão não tem comprimento constante durante um ciclo, formando assim uma elipse (*Load Path 1*, figura 2.2). Pelo modelo MCE a tensão equivalente deve ser obtida por:

$$\tau_a = \sqrt{R_a^2 + R_b^2} \quad (2.13)$$

Em que R_a representa o raio maior e R_b o raio menor da referida elipse, conforme ilustrado na figura 2.3.

Baseando-se no critério de Crossland (Freitas *et al.*, 2000), propuseram em 2000 o seguinte modelo para incluir o efeito da tensão média.

$$\sqrt{J_{2a}} + k(N)P_{H_{max}} = \tau' f (2N)^b \quad (2.14)$$

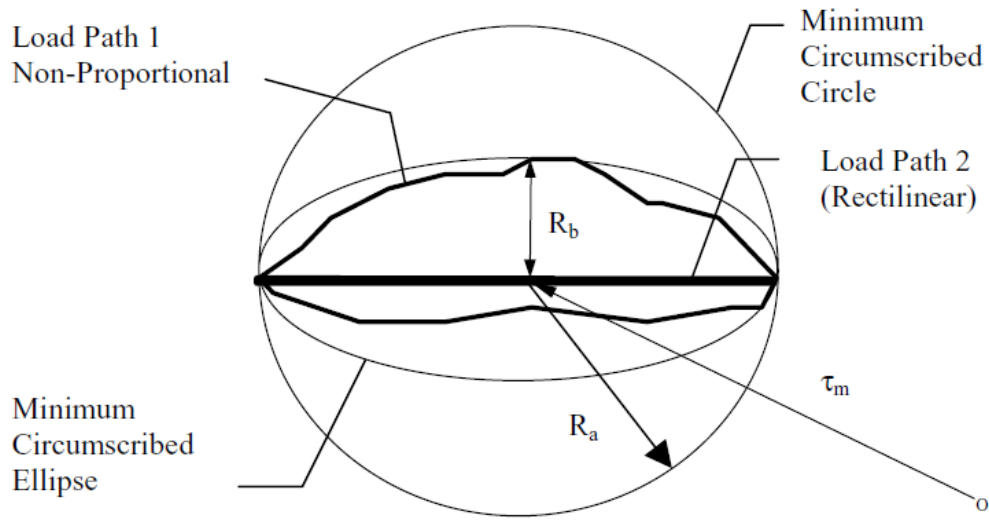


Figura 2.2 – Comparação entre as abordagens MCC e MCE. (Reis *et al.*, 2004)

A obtenção de R_a e R_b num ciclo de carregamento envolve alguma complexidade matemática, (Papadopoulos, 1997) sugere uma transformação de coordenadas do tensor desviador, para um espaço euclidiano 5D, através das seguintes regras de transformação:

$$S_{15D} = \frac{\sqrt{3}}{2} \sigma_{xx}; S_{25D} = \frac{1}{2} (\sigma_{yy} - \sigma_{zz}); S_{35D} = \tau_{xy}; S_{45D} = \tau_{xz}; S_{55D} = \tau_{yz} \quad (2.15)$$

Em que S_{15D} a S_{55D} são as componentes do tensor desviador no plano euclidiano.

Num caso de tensão plana em que só existam σ_{xx} e σ_{yy} (carregamento biaxial tensão-tensão), derivam-se as expressões, em que o carregamento é sinusoidal, de modo a descobrir os raios maior e menor da elipse, R_a e R_b respetivamente. Este é um problema de maximização e minimização, considerando pontos opostos da curva, desfasados π entre si. No caso de existir também S_3 o processo é igual, mas considerando um terceiro eixo e uma terceira variável. Se do carregamento resultar ainda S_{45D} e S_{55D} , não existe solução analítica.

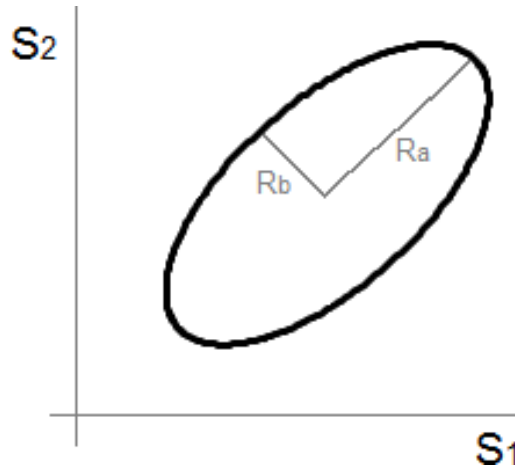


Figura 2.3 – Ilustração da determinação de Ra e Rb.

A resolução deste modelo pode também ser feita numericamente utilizando uma folha de cálculo, fazendo um varrimento de todo o ciclo encontrando assim a maior e a menor distância entre dois pontos opostos.

2.3. Critérios Baseados em Extensão

Os critérios baseados em extensão são homónimos aos critérios baseados em tensão, substituindo as tensões: normal e de corte equivalentes, por extensões normal e de corte respetivamente. Alguns destes modelos incluem também parâmetros de tensão. De modo geral apresentam melhores resultados em LCF, isto é, para uma vida inferior a $10^3 - 10^4$ ciclos.

2.3.1. Brown & Miller

Brown e Miller propuseram um modelo que assenta nos mesmos princípios que o de Findley, mas utilizando extensões em vez de tensões. Assume que a vida à fadiga é uma função não linear do estado de deformação (Brown e Miller, 1973). Sugeriram critérios distintos para dois modos de falhas, tipo A e B, expressas por (2.16) e (2.17) respetivamente e ilustradas na figura 2.4.

$$\text{Caso A: } \left(\frac{\Delta\gamma}{g}\right)^j + \left(\frac{\varepsilon_n}{h}\right)^j = 1 \quad (2.16)$$

$$\text{Caso B: } \frac{\Delta\gamma}{2} = \text{Constante} \quad (2.17)$$

Em que, γ representa a extensão de corte e ε a extensão normal. As constantes g , h e j são parâmetros do material determinados experimentalmente, sendo que j define o tipo de material e varia entre 1 para materiais frágeis e 2 para materiais dúcteis.

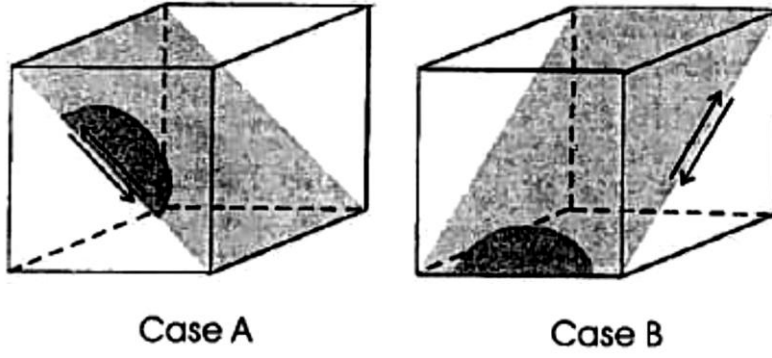


Figura 2.4 – Modos de deformação das fendas. (Socie e Marquis, 2000).

Alguns autores admitem que o modelo possui lacunas como por exemplo não tomar em conta a anisotropia de materiais, deformação média, não proporcionalidade de carregamentos e fluência (Henriques, 2009). Este modelo pode ser expresso pela seguinte expressão:

$$\left\{ \frac{\Delta\gamma_{max}}{2} + S \cdot \Delta\epsilon_n \right\}_{max} = \lambda \quad (2.18)$$

$\Delta\gamma_{max}$ representa a maior amplitude de distorção ao longo de um ciclo, $\Delta\epsilon_n$ representa a amplitude da extensão normal correspondente, S é um parâmetro homónimo à constante k de Findley e λ é um parâmetro do material que traduz a vida. Para encontrar o máximo do primeiro membro da equação, é necessário fazer um varrimento de todos os planos críticos. O plano onde o primeiro membro for máximo é o plano crítico.

Alguns anos mais tarde, foi proposta uma evolução deste modelo por Wang e Brown, da qual resultou a expressão:

$$\left\{ \frac{\Delta\gamma_{max}}{2} + S \cdot \Delta\epsilon_n \right\}_{max} = A \frac{\sigma_f - 2\sigma_{n,med}}{E} (2N_f)^b + B \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.19)$$

Em que $A = \{1,3 + 0,7S\}$ e $B = \{1,5 + 0,5S\}$. Denote-se que a curva S-N ou ϵ -N dos metais estudados nesta área é composta por duas zonas: até $10^3 - 10^4$ ciclos e após, isto é, LCF e HCF. A primeira parcela do segundo membro refere-se à zona HCF e a segunda parcela à zona LCF. Se apenas forem estudados casos HCF, como neste trabalho, a parcela referente à parte LCF da curva ϵ -N poderá ser desprezada.

2.3.2. Fatemi & Socie

Este modelo é baseado no trabalho de Brown e Miller, tendo no entanto substituído a extensão normal pela tensão normal, com a intenção de incluir os efeitos de abertura e fecho da fenda (Socie e Marquis, 2000), que reduzem o atrito nas superfícies internas da mesma.

A figura 2.5 ilustra a sinergia de influências da tensão e extensão no processo.

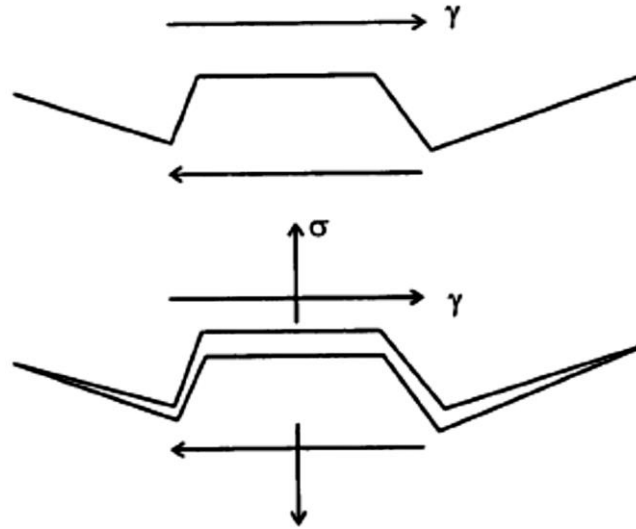


Figura 2.5 – Princípio físico do modelo de Fatemi e Socie. (Socie e Marquis, 2000)

Os autores apresentaram a seguinte expressão para a previsão da vida à fadiga:

$$\frac{\Delta\gamma_{max}}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_{ut}} \right) = \frac{\tau'_f}{G} (2N_f)^{b_\gamma} + \gamma'_f (2N_f)^{c_\gamma} \quad (2.20)$$

Em que $\frac{\Delta\gamma_{max}}{2}$ representa a amplitude da extensão de corte máxima, $\sigma_{n,max}$ a tensão normal máxima no plano e $\sigma_{ut} = \sigma'_f$. G é o módulo de distorção do material, τ'_f é o coeficiente de resistência à fadiga ao corte, b_γ e c_γ são expoentes de resistência à fadiga ao corte e de ductilidade à fadiga ao corte e γ'_f é homónimo a τ'_f mas para valores da extensão de corte. Repare-se mais uma vez que a primeira parcela do segundo membro refere-se à zona HCF e a segunda parcela à zona LCF.

2.3.3. Smith, Watson & Topper

Os modelos de Brown- Miller e Fatemi-Socie, foram inicialmente desenvolvidos com materiais em que a falha ocorre predominantemente devido ao corte. Surgiu por isso a necessidade de um modelo que pudesse ser aplicado a materiais, que falham predominantemente devido à propagação de fendas sujeitas a esforços onde a tensão normal é máxima (Smith, Watson & Topper, 1970).

Neste tipo de materiais, a nucleação da fenda ocorre devido ao corte, mas a vida à fadiga é controlada pelo crescimento da fenda em planos perpendiculares ao esforço de tração (Socie, 2000). Este conceito de propagação de fenda encontra-se ilustrado pela figura 2.6:

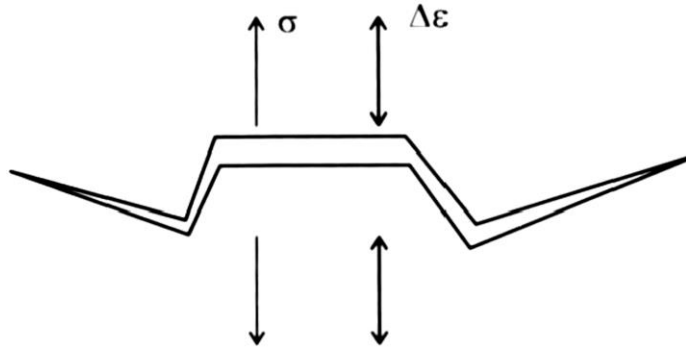


Figura 2.6 – Princípio físico do modelo de Smith, Watson & Topper. (Socie e Marquis, 2000)

Este modelo, habitualmente referido como parâmetro SWT, inclui a amplitude da extensão cíclica e a tensão máxima, podendo ser utilizado em carregamentos proporcionais e não-proporcionais, cujos materiais constituintes falhem predominantemente devido à fissuração em Modo I. Em carregamentos multiaxiais o parâmetro SWT é baseado na amplitude da extensão principal $\Delta\epsilon_1$ e tensão máxima no plano da amplitude da extensão principal, $\sigma_{n,max}$.

$$\sigma_{n,max} \frac{\Delta\epsilon_1}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \epsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (2.21)$$

Em que E é o módulo de elasticidade do material. b e c representam propriedades de resistência à fadiga do material, parâmetros que podem ser identificados através de ensaios de fadiga uniaxial (Cruz, 2009). O termo referente à tensão, inserido neste modelo, torna-o adequado para descrever os efeitos da tensão média em carregamentos multiaxiais e do endurecimento causado por eventuais não proporcionalidades (Louro, 2010).

Capítulo 3

Metodologia Experimental

Neste capítulo será descrita toda a metodologia experimental, cujos resultados experimentais serão posteriormente utilizados para comparação dos modelos anteriormente descritos. Será caracterizada a geometria do provete, o material, o equipamento utilizado e os parâmetros dos ensaios.

Ainda neste capítulo serão apresentados os principais resultados (vida dos provetes) dos ensaios efetuados.

3.1. Material Utilizado

O material utilizado na realização dos ensaios designa-se por A1050-H14, que é um alumínio da série 1000 com 99,50% de pureza. H-14 significa que foi endurecido até metade do valor de dureza máximo possível de atingir neste material (Cláudio e Freitas *et al.*, 2013). Este alumínio tem como principais atributos o bom acabamento superficial, elevada resistência à corrosão, capacidade de ser facilmente conformado a frio e de ser soldado.

Este material foi escolhido pela sua baixa resistência Mecânica e elevada ductilidade. A máquina utilizada não suporta cargas muito elevadas o que obriga a utilizar materiais de baixa resistência mecânica e/ou provetes de baixa espessura.

Foi adquirido sob a forma de chapas com 2000x1000x3 mm, tendo sido alvo de cuidados excepcionais de modo a não sofrer danos no transporte, como empenos.

Na tabela 3.1 é apresentada a composição química do alumínio A1050-H14 e respetiva percentagem mássica.

Tabela 3.1 – Composição química do alumínio A1050-H14. (MatWeb, 2013)

Alumínio A1050-H14								
Al	Fe	Si	Zn	Cu	Mn	Mg	Ti	Outros
~99,5	0 – 0,4	0 – 0,25	0 – 0,07	0 – 0,05	0 – 0,05	0 – 0,05	0 – 0,05	0 – 0,03

Na tabela 3.2 encontram-se as características mecânicas com relevância para o presente trabalho, no Laboratório de Ensaios Mecânicos do Departamento de Engenharia Mecânica do Instituto Superior Técnico. A norma EN 485-2 define que a tensão de cedência deste material é no mínimo 85 MPa e que a tensão de rotura pode variar entre os 105 MPa e os 145 MPa.

Tabela 3.2 – Características mecânicas de interesse do alumínio A1050-H14.

Tensão de Cedência	88,65 MPa / 100,90 MPa (direção laminagem / direção transversal)
Tensão de Rotura	98,85 MPa / 106,46 MPa (direção laminagem / direção transversal)
Módulo de Young	69 GPa*
Coeficiente de Poisson	0,33*

* Retirado de (MatWeb, 2013).

3.2. Ensaios Experimentais

3.2.1. Descrição dos Provete

Para a realização dos ensaios experimentais foram utilizados provetes com uma geometria cruciforme, desenvolvida por (Cláudio e Freitas *et al.*, 2013) e posteriormente otimizada por (Guelho *et al.*, 2013), ilustrada pela figura 3.1 e em pormenor no Anexo 1.

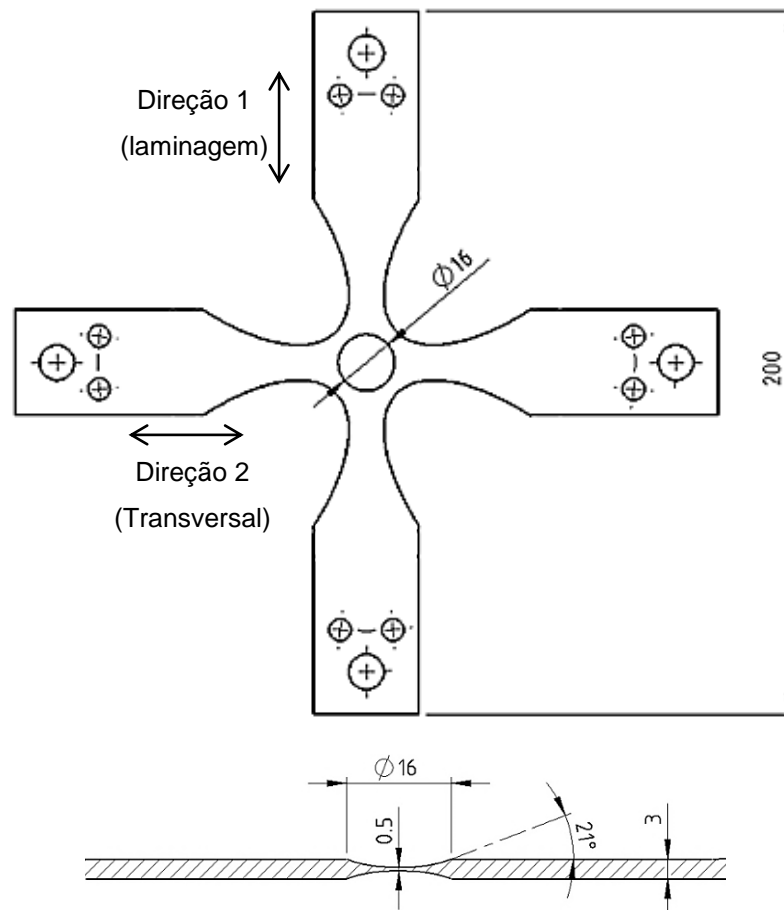


Figura 3.1 – Geometria dos Provete de Ensaio.

Os provetes foram maquinados numa fresadora CNC nas oficinas de tecnologia da ESTSetúbal/IPS a partir de chapa com 3 mm de espessura. Na zona de amarração existem três furos, para o aperto e alinhamento.

A zona crítica desta geometria (o centro) possui uma diminuição de espessura gradual gerada a partir da revolução de uma *spline* que começa horizontal e que termina aproximadamente com 21° no diâmetro de 16 mm (Cláudio e Freitas *et al.*, 2013).

A esta geometria foi atribuída a referência de BTM2021, de acordo com o projeto em que se insere, sendo os provetes numerados (exemplo: o provete 1 é o BTM2021-001). Neste

trabalho foram utilizados os dados dos ensaios dos provetes 51 a 73 de uma segunda série de ensaios com carregamentos de razão de tensões $R=-1$. Foram ainda utilizados os provetes 74 e 76 para testes vários descritos posteriormente e os provetes 80 a 84 para realizar ensaios de fadiga uniaxiais.

Todos os provetes foram polidos na zona crítica com lixa de granulometria até P1000 e polidos com pasta de diamante de 6 μm e 3 μm . De seguida, todos os provetes foram medidos com um comparador, um graminho e um paquímetro, todos digitais, no Laboratório de Metrologia da ESTSetúbal/IPS. Após várias tentativas de se medir a espessura ao centro com uma máquina CMM, acabou por fazer-se esta medição com um comparador, com o provete assente sobre uma esfera, por questões de fiabilidade e precisão. Foi criado um ficheiro Excel por cada provete com todas as informações relevantes, nomeadamente as medições feitas antes dos ensaios, resultados da análise por elementos finitos, dados do carregamento, resultados do ensaio, entre outros.

3.2.2. Análise por Elementos Finitos

Quando os provetes são sujeitos a um carregamento na direção de um só braço, a zona central, inicialmente circular, tende a ovalizar. Esta ovalização, pode denominar-se efeito de anel ou efeito de Poisson, conforme já verificado por (Cláudio e Freitas *et al.*, 2013). Se o provete for carregado na direção de um só braço, desenvolvem-se forças de compressão na direção perpendicular à carga que influenciam a tensão no centro do provete. O efeito que essas forças têm, foi avaliado, de modo a ser compensado pela máquina durante o ensaio, assegurando assim que a tensão real no centro do provete é muito próxima da tensão teórica prevista.

Para determinar a relação entre tensão e força, foi criado um modelo de elementos finitos no *software ABAQUS*, para cada provete ensaiado. Aplicou-se uma carga unitária de 1 kN numa direção e calcularam-se as tensões nas direções da carga e perpendicular a esta, tendo-se obtido os valores das constantes $K\sigma_1$ e $K\sigma_2$, respetivamente, que permitiram corrigir as tensões efetivas no centro de cada provete, através do princípio da sobreposição):

$$\sigma_1 = F_1 \times K\sigma_1 + F_2 \times K\sigma_2 \quad (3.1)$$

$$\sigma_2 = F_2 \times K\sigma_1 + F_1 \times K\sigma_2 \quad (3.2)$$

Tratando-se de um caso de tensão plana num provete de espessura fina, não existe tensão na direção principal 3, $K\sigma_3$ foi ignorado, não se passando o mesmo com $K\epsilon_3$. Foi repetido o mesmo procedimento para a obtenção das constantes de correção das extensões principais: $K\epsilon_1$, $K\epsilon_2$ e $K\epsilon_3$

No modelo de elementos finitos criado, considerou-se que o centro seria à superfície do

centro geométrico do mesmo. Escolheu-se esse local pois foi onde foram colocados extensômetros do tipo roseta nos provetes 074 e 076. De modo a simplificar o modelo, foi criado apenas 1/8 da geometria do provete, devido a ser simétrico em 3 planos.

A figura 3.2a ilustra a distribuição de tensões num provete solicitado num só braço, situação para a qual foram obtidas as constantes de correção. A figura 3.2b ilustra a distribuição de tensões com o provete solicitado biaxialmente com a mesma carga de 1 kN.

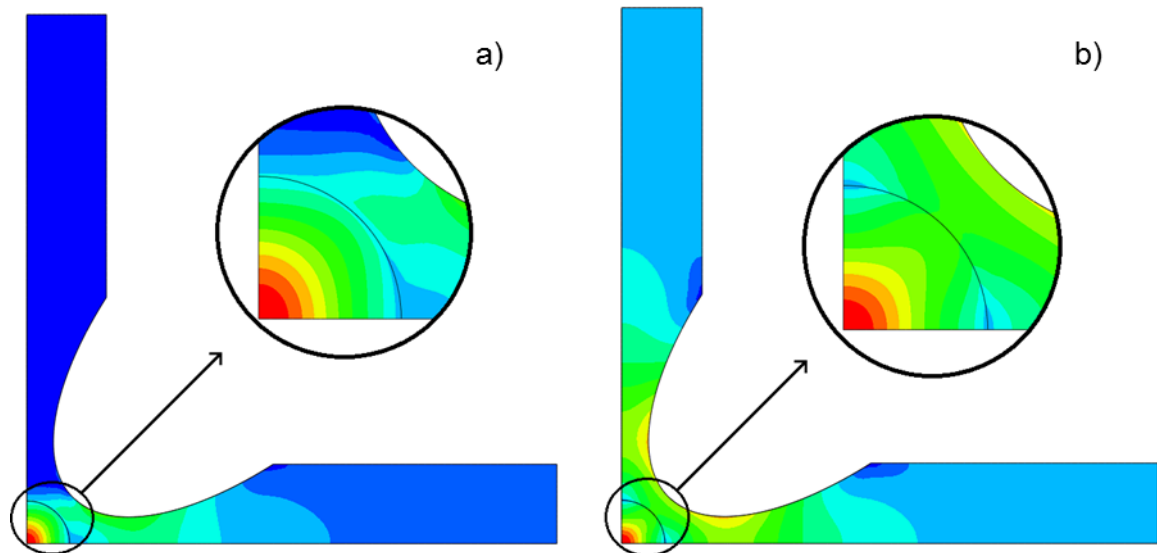


Figura 3.2 – Distribuição de tensões a) uniaxial; b) biaxial.

No Anexo II encontram-se todas as variáveis introduzidas nos modelos de elementos finitos para todos provetes utilizados e os respectivos valores das constantes. Entre essas variáveis, três referem-se a dimensões da geometria do modelo. Na figura 3.3 é apresentada uma secção do modelo em elementos finitos em que 1/2 espessura ao centro é 0,25 mm e 1/2 espessura do braço é 1,5 mm.

1. Espessura na zona crítica

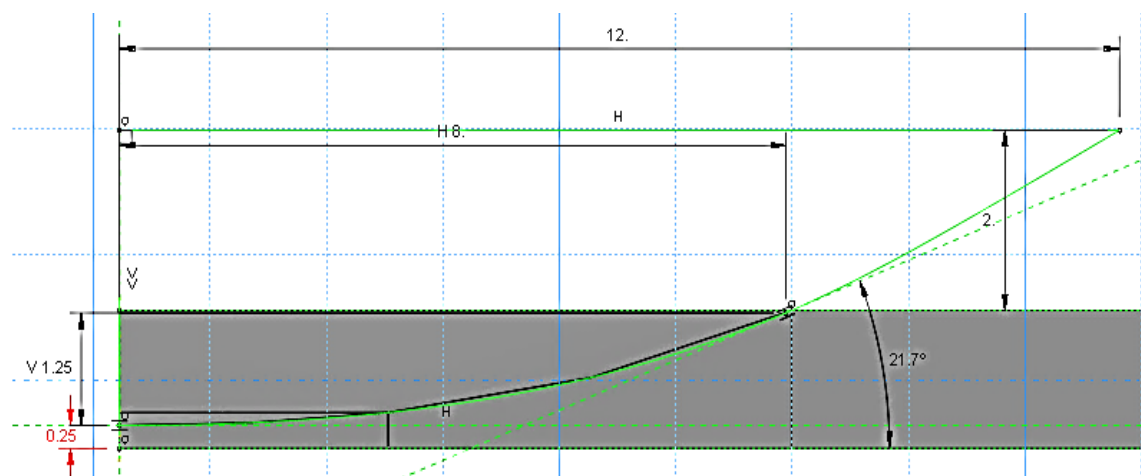


Figura 3.3 – Espessura na zona crítica do modelo vista do plano (x,z)

2. Diagonal

As diagonais dos provetes foram medidas com o paquímetro digital. O valor registrado foi o menor encontrado no varrimento que se fez na zona adjacente ao centro. Como foi modelado somente 1/8 do provete, utilizou-se metade da média das medições das duas diagonais. Na figura 3.4 mostra o valor de uma 1/2 diagonal, que é igual a 12,32 mm.

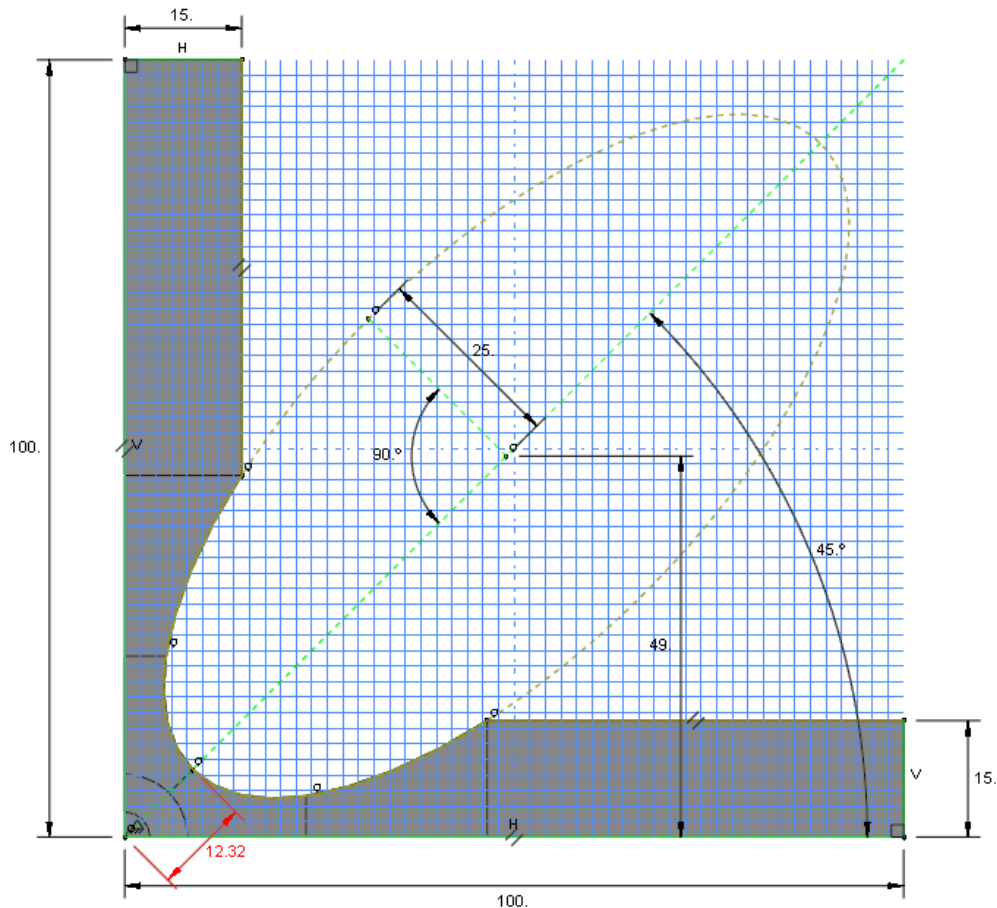


Figura 3.4 – Edição do valor da diagonal no modelo.

3. Espessura do provete

Pelas mesmas razões que na espessura no centro, na espessura dos braços, foi utilizado metade do valor medido. Esta dimensão foi medida com o graminho digital. Na figura 3.5 é apresentada a espessura do provete, assumindo neste caso um valor de 1,53 mm correspondente à metade da espessura.

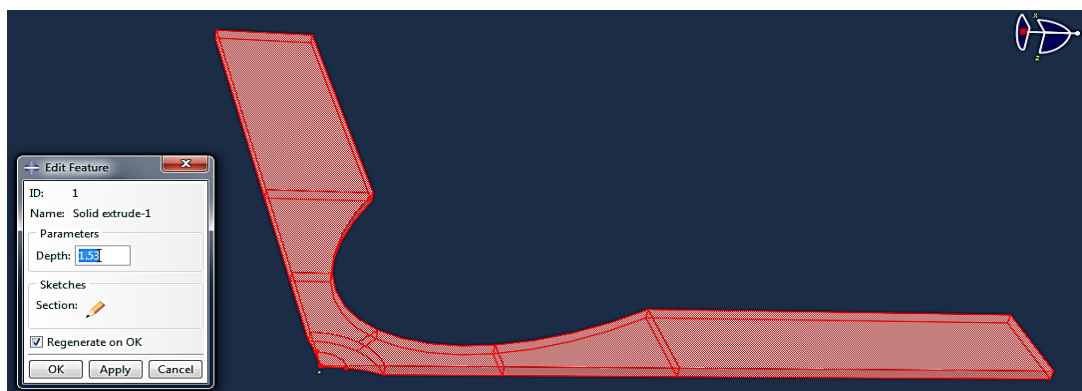


Figura 3.5 – Edição do valor da espessura dos braços.

Este modelo foi validado experimentalmente através provetes instrumentados com extensómetros do tipo roseta: TLM *Model* FRA-2-23. Foram utilizados os provetes 004, 007, 074, 076, tendo sido o ultimo tratado nas mesmas condições dos ensaios experimentais. Estes provetes mediam a extensão nas direções longitudinal, perpendicular e a 45° em relação ao conjunto de braços onde foram aplicadas as cargas. O erro máximo encontrado foi 6,83% numa das direções, considerando-se um valor satisfatório dada a complexidade da geometria.

A figura 3.6 ilustra a instrumentação do provete 007.

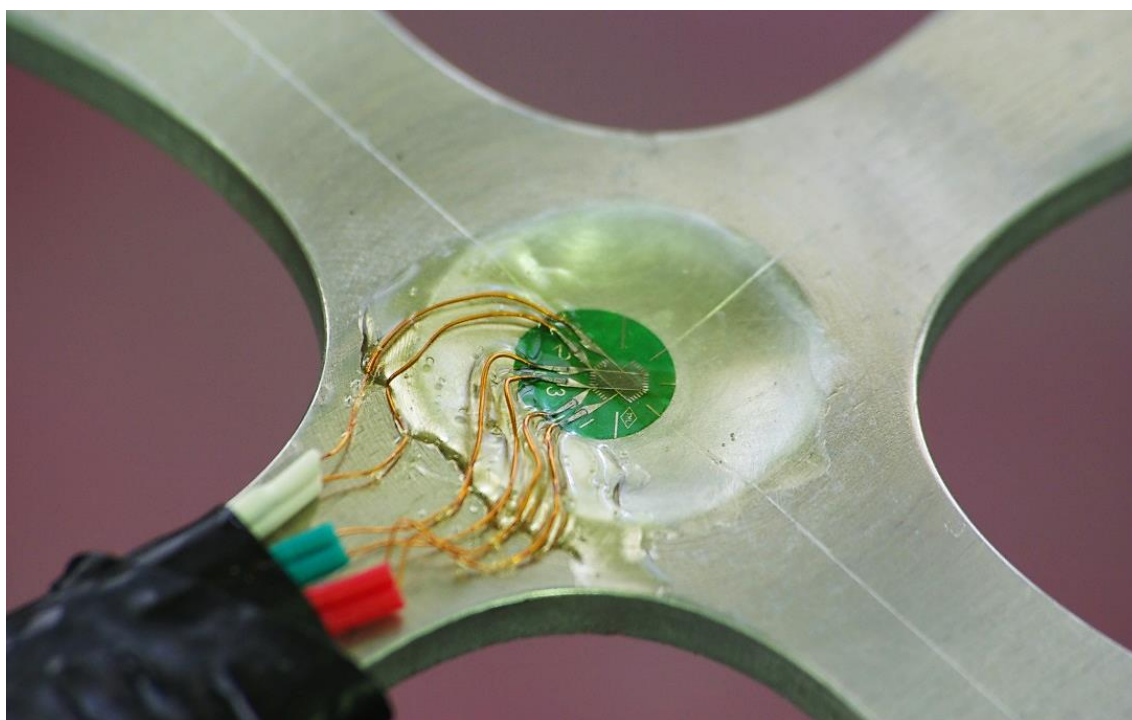


Figura 3.6 – Provet 007 instrumentado com extensómetro roseta.

Comparando os resultados experimentais com os analíticos, verificou-se que o valor do módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson utilizado, típico para o material, conforme consta na tabela 3.2, é realista.

3.3. Máquina Utilizada

3.3.1. Descrição da Máquina

A Máquina utilizada para os ensaios, denomina-se por *Biaxial Testing Machine* (BTM) e foi construída propositadamente para o efeito nas instalações da ESTSetúbal/IPS em parceria com o Instituto Superior Técnico, no âmbito de um projeto financiado pela FCT.

Conforme ilustrado na figura 3.7, a máquina é composta por 4 motores lineares da *Parker Hannifin Corporation* dispostos em cruz de forma a garantir a simetria dos ensaios, tornando-os puramente biaxiais.

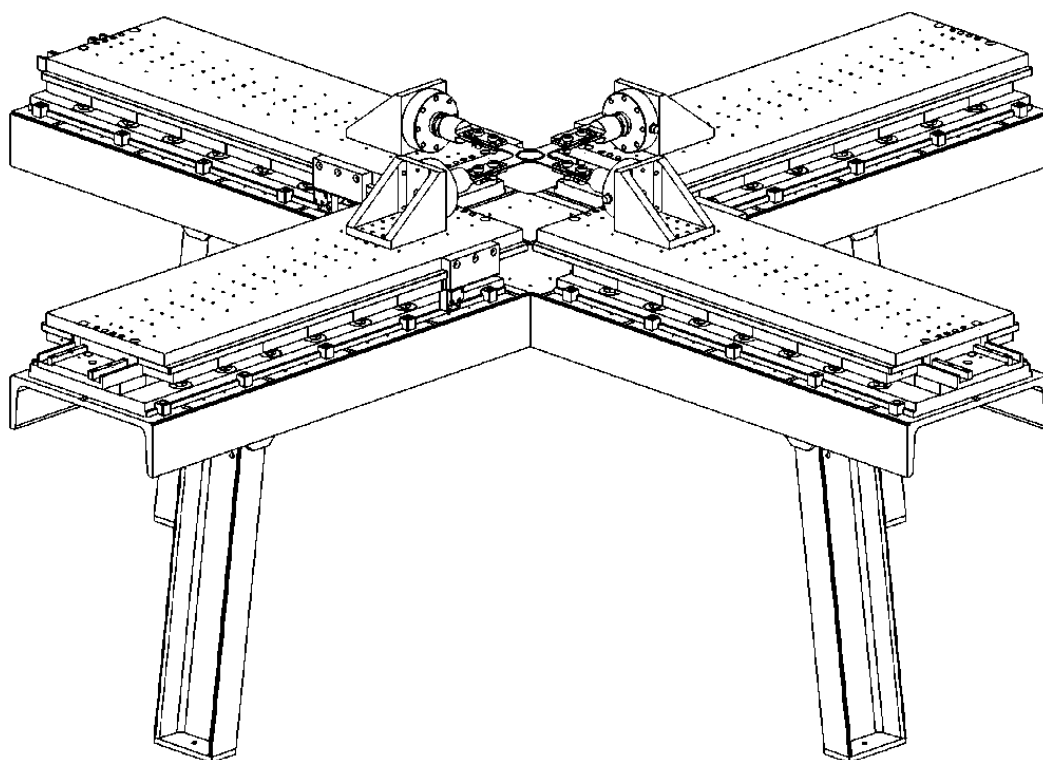


Figura 3.7 – Máquina de ensaios de fadiga biaxiais.

As principais características dos atuadores dos motores são as seguintes:

Tabela 3.3 – Características nominais dos atuadores (Cláudio e Maia *et al.*, 2013).

Força contínua/máxima	2230 N / 7433 N.
Força magnética máxima	21351 N
Intensidade da corrente contínua/máxima	7,8 A / 34,8 A
Potência contínua/máxima	1,06 kW / 21,2 kW
Dimensões	966 x 315 x 106

Os motores são controlados independentemente em força, extensão ou deslocamento por quatro controladores *Compax 3M* também da *Parker Hannifin Corporation*. Cada motor tem um curso na máquina de 85 mm, tendo sido desenvolvido um Mecanismo de guiamento sem qualquer contato através de almofadas de ar comprimido sob superfície de vidro, característica que quase anula por completo as forças de atrito (Cláudio e Antunes *et al.*, 2013).

A velocidade máxima atingida pelos motores é 1,04 m/s e a aceleração máxima teórica é de 232 m/s². A força máxima dinâmica do conjunto é aproximadamente 3,5 kN, a frequência máxima 100 Hz e a resolução dos transdutores de posição é 1µm (Cláudio e Maia *et al.*, 2013).

As dimensões da máquina conforme ilustrada na figura 3.7 são 2200 x 2200 x 940 mm e o peso total é aproximadamente 700 Kg. É arrefecida a água o que permite que os motores funcionem acima das condições nominais.

As amarras de fixação ilustradas figura 3.8 a), são compostas pelos itens número 3, 4, 5, 6 e 7 da figura 3.8 b). Encontram-se fixas a blocos de alumínio suficientemente rígidos, item 1 da figura 3.8 b), que por sua vez estão aparafusados às bases dos motores. Entre cada bloco e amarra existe uma célula de carga, item 2 da figura 3.8 b), para medir a força dos motores. As células de carga são da marca *Applied Measurements Limited*, modelo DSCC +/-5kN.

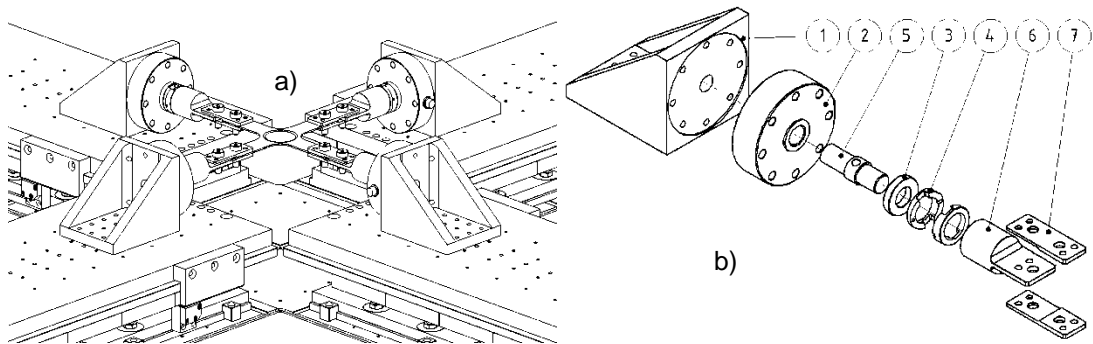


Figura 3.8 – Detalhe da montagem do provete: a) Conjunto de fixação; b) Vista explodida do conjunto de fixação de um braço do provete e célula de carga.

3.3.2. Alinhamento da Máquina

O alinhamento inicial da máquina foi feito através de réguas e esquadros calibrados, comparador e batímetro digital. Esse alinhamento foi depois confirmado e otimizado através de um provete instrumentado projetado para o efeito, ilustrado na figura 3.9

Nesse provete foram colados 8 extensómetros na espessura de cada braço, cada um ligado em quarto de ponte de Wheatstone. Este é muito sensível a diferenças de carga que provocam flexão (desalinhamento).

Com as medições efetuadas foi possível fazer pequenos ajustes ao alinhamento geométrico da máquina e às medições feitas pelas quatro células de carga, que foram previamente calibradas por uma célula de carga de 10 kN, que por sua vez já estava devidamente calibrada. Verificou-se que as diferenças entre as células de carga em posição oposta não excedem 1 N, valor marginal, dado que nos ensaios multiaxiais feitos no âmbito deste trabalho, as cargas de serviço são na ordem dos kN. A figura 3.9 ilustra o provete da geometria BTM2050, instrumentado para o alinhamento da máquina.

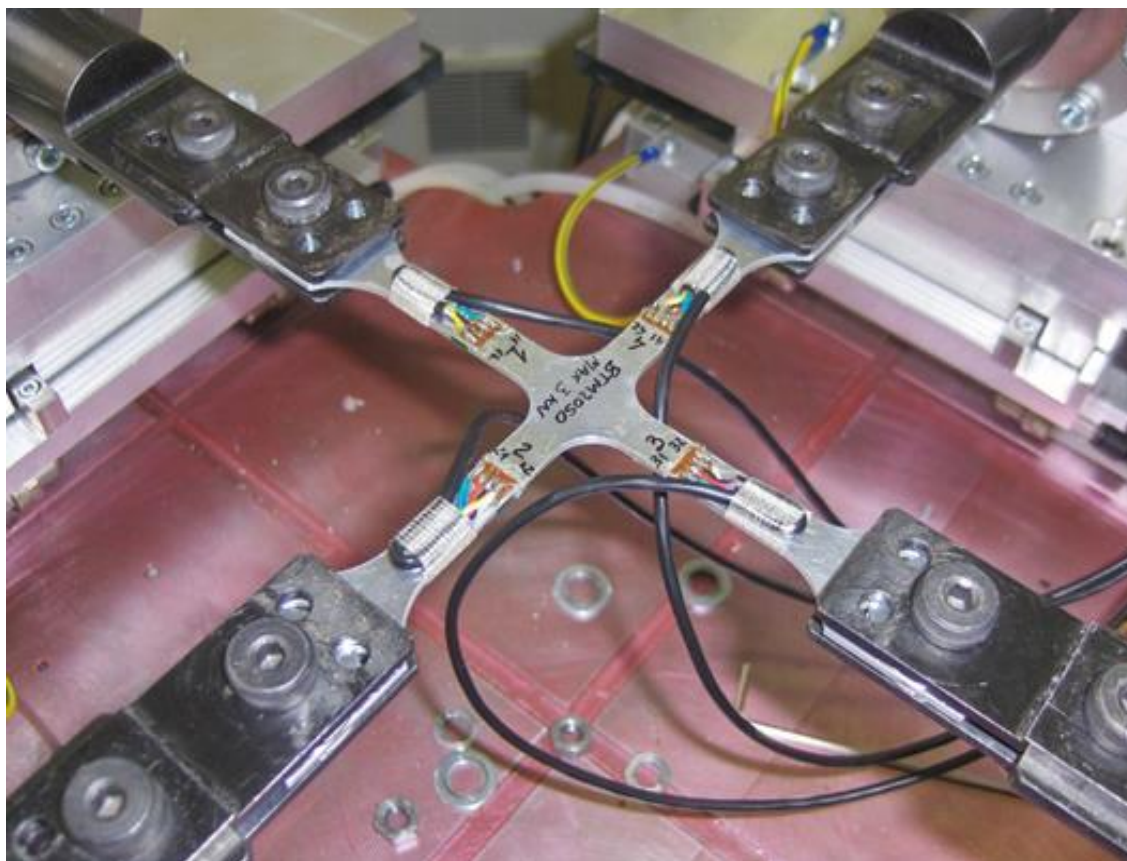


Figura 3.9 – Provete instrumentado BTM2050.

3.4. Microscópio

Num ensaio experimental o número de ciclos correspondente à vida corresponde ao instante em que a iniciação da fenda é detetada.

De modo a detetar esse instante em cada ensaio, foi instalado um microscópio VEHO VMS-001 200X configurado com uma ampliação de 20X na máquina para captar imagens do centro do provete, conforme ilustrado na figura 3.10. As imagens eram captadas em tempo real e a máquina foi programada para arquivar fotografias a cada 5000 ciclos durante cada ensaio. Quando o ensaio terminava analisavam-se as fotografias registadas e determinava-se o número de ciclos para uma dimensão de fenda de 1 mm, conforme apresentado na tabela 3.4.

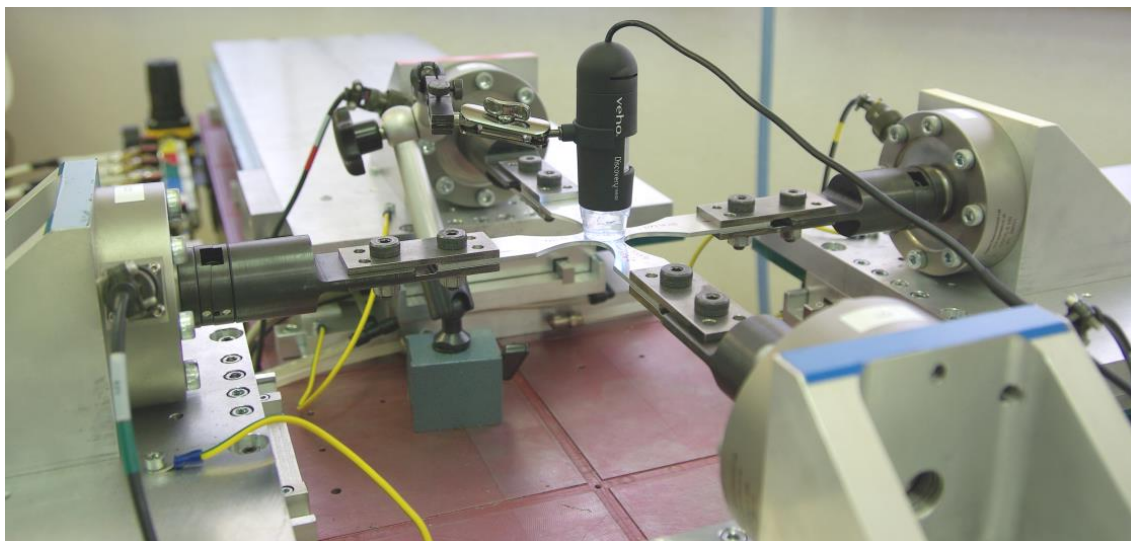


Figura 3.10 – Microscópio.

A figura 3.11 ilustra 4 das fotografias tiradas ao longo do ensaio feito ao provete 056, carregado com um desfasamento de 180° . Na sequência das imagens consegue-se ver a nucleação de micro fendas e que culimam na propagação de uma fenda a 45° . As fotografias têm 9 mm de altura, a direcção 1 é vertical (direcção de laminagem) e a direcção 2 é horizontal, como ilustrado na figura 3.1.

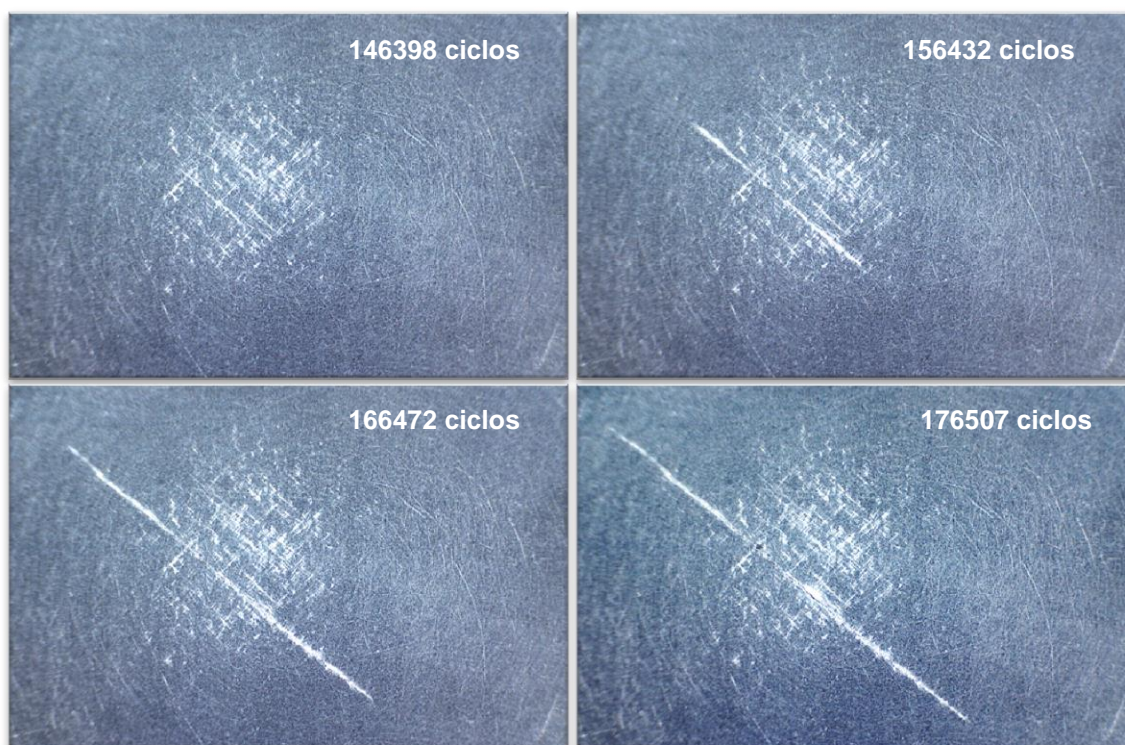


Figura 3.11 – Superfícies de fratura do provete 056.

3.5. Parâmetros de Ensaio

Os ensaios biaxiais foram feitos a 20 Hz, com tensão média nula ($R=-1$), sendo a amplitude da tensão igual nos dois braços do provete (direções 1 e 2). Fez-se variar a fase (δ) entre as direções 1 e 2 nos ângulos: 0° , 30° , 45° , 60° , 90° e 180° . As figuras 3.12 e 3.13 ilustram os “load path” para os 6 tipos de carregamento.

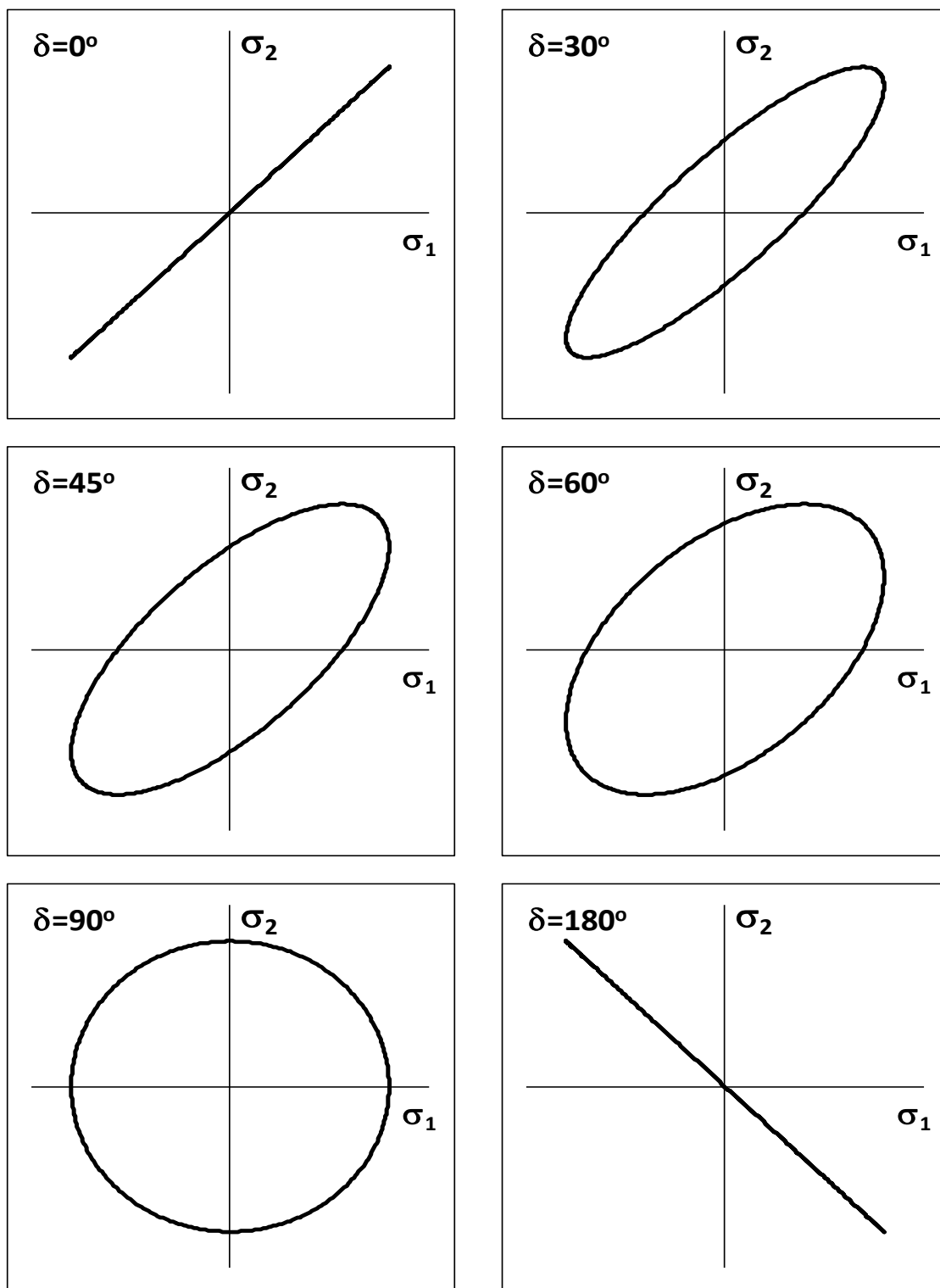


Figura 3.12 – Relação entre tensões nos casos ensaiados.

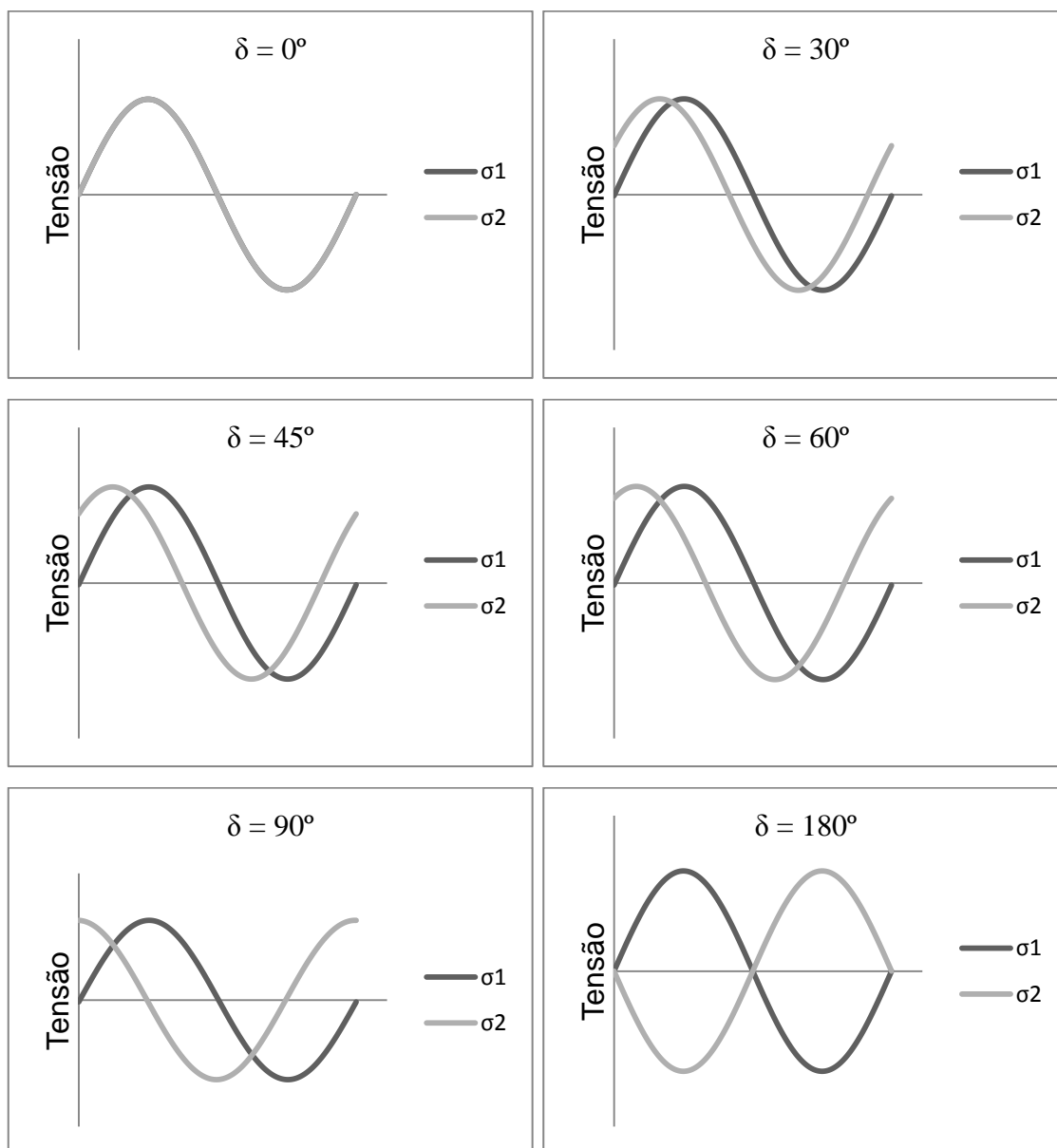


Figura 3.13 – Tensão em ordem ao tempo nos casos ensaiados.

A máquina foi controlada em força, que ia variando consoante o resultado pretendido. A força a aplicar nos provetes era previamente calculada no ficheiro Excel de cada provete, com base nas expressões 3.1 e 3.2, através dos resultados obtidos no modelo de elementos finitos.

Os valores aplicados em cada ensaio encontram-se discriminados na tabela 3.4, para cada carregamento.

3.6. Resultados Experimentais

A tabela 3.4 mostra os resultados e os dados de cada ensaio efetuado, sendo indicados os valores máximos. Os provetes 051 a 073 foram alvos de ensaios multiaxiais e os provetes 080 a 084, alvo de ensaios uniaxiais com correção do efeito de anel. Todos os provetes foram montados na máquina de ensaios na mesma posição, sendo a direção 1 a direção de laminagem. Os valores de σ e ϵ foram obtidos pelo modelo de elementos finitos.

Tabela 3.4 – Parâmetros de ensaio e resultados experimentais.

Proвете	δ	F_1 [kN]	F_2 [kN]	σ_1 [MPa]	σ_2 [MPa]	ϵ_1 [$\mu\epsilon$]	ϵ_2 [$\mu\epsilon$]	ϵ_3 [$\mu\epsilon$]	Ciclos
51	0°	2,00	2,00	88,373	88,373	858	858	-845	43000
52	0°	1,85	1,85	81,988	81,988	796	796	-784	92000
53	0°	1,60	1,60	70,644	70,644	686	686	-676	303769
54	0°	1,50	1,50	66,010	66,010	641	641	-631	465614
55	0°	1,40	1,40	61,623	61,623	598	598	-589	1357705
56	180°	0,70	0,70	56,536	56,536	1090	1090	0	146398
57	180°	0,60	0,60	47,275	47,275	911	911	0	869181
70	180°	0,73	0,73	57,068	57,068	1100	1100	0	82255
61	90°	0,85	0,85	54,754	54,754	964	964	-252	344241
62	90°	0,90	0,90	58,358	58,358	1023	1023	-269	140682
63	90°	0,82	0,82	53,818	53,818	944	944	-247	673213
64	30°	1,60	1,60	74,066	74,066	900	900	-637	145127
65	30°	1,40	1,40	65,743	65,743	798	798	-565	246704
66	30°	1,25	1,25	57,767	57,767	702	702	-497	2686865
67	60°	1,40	1,40	75,349	75,349	1166	1166	-497	64802
68	60°	1,30	1,30	69,234	69,234	1072	1072	-457	132484
69	60°	1,10	1,10	60,025	60,025	929	929	-396	351860
71	45°	1,40	1,40	70,245	70,245	980	980	-537	154385
72	45°	1,20	1,20	59,153	59,153	825	825	-452	876141
73	45°	1,30	1,30	64,082	64,082	894	894	-490	272294
80	Uniaxial	1,40	0,407	79,838	0	1157	382	-382	202474
81	Uniaxial	1,30	0,378	73,563	0	1066	352	-352	496623
82	Uniaxial	1,25	0,362	69,269	0	1004	331	-331	783832
83	Uniaxial	1,12	0,326	63,341	0	918	303	-303	3454080
84	Uniaxial	1,45	0,423	88,017	0	1276	421	-421	75957

As figuras 3.14 e 3.15 mostram os resultados experimentais sob a forma de curvas S-N e ϵ -N, distinguindo os ensaios multiaxiais e uniaxiais. Em ambas as curvas, tensão-ciclos e extensão-ciclos, todos os pontos da curva referentes aos ensaios multiaxiais ficaram abaixo dos pontos uniaxiais. Os pontos uniaxiais apresentam baixa dispersão. Os pontos multiaxiais ficaram mais dispersos, em especial na curva ϵ -N.

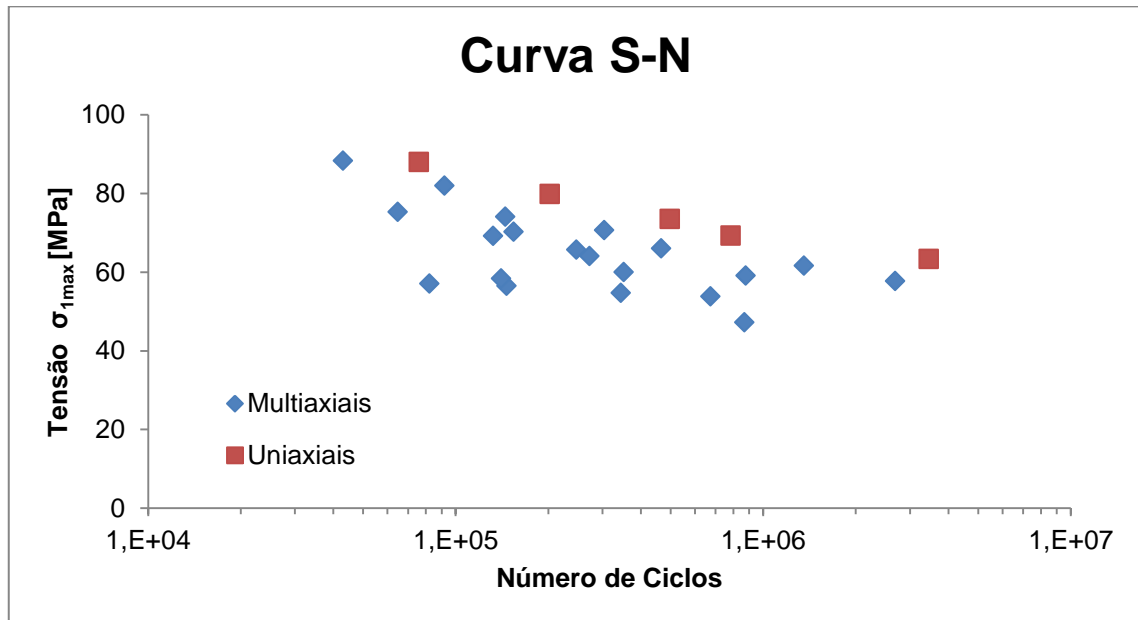


Figura 3.14 – Curva S-N dos ensaios efetuados.

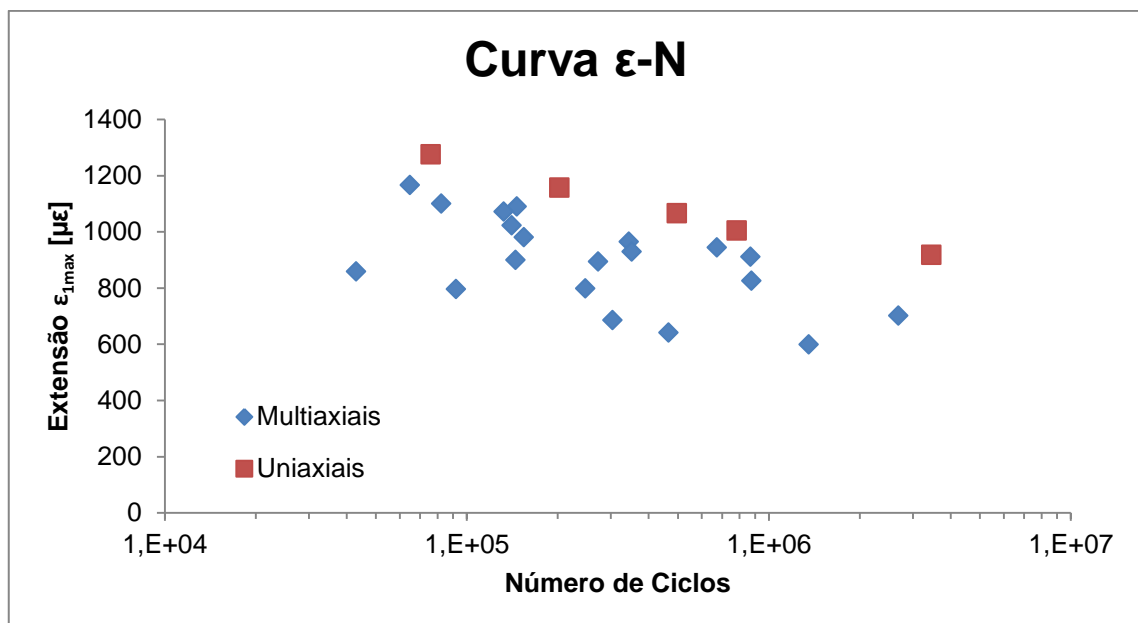


Figura 3.15 – Curva ϵ -N dos ensaios efetuados.

Todos os provetes foram ensaiados até à rotura ou até a fenda apresentar um comprimento superior a 3 mm. O número de ciclos apresentado na tabela 3.4 e nos gráficos das figuras 3.14 e 3.15 refere-se ao instante em que a fenda tinha 1 mm.

Capítulo 4

Previsões de Vida

A realização dos cálculos da previsão de vida dos vários modelos implica a utilização de parâmetros do material que têm de ser obtidos experimentalmente. Para obter as curvas S-N e ϵ -N para o material alvo de estudo, foram ensaiados 5 provetes biaxiais em condições de carregamento uniaxiais, conforme referido no capítulo 3. Tomou-se esta opção devido à dificuldade em ensaiar provetes nas máquinas da ESTSetúbal/IPS e IST.

Em cada modelo existe um parâmetro diferente λ (ver equações 4.1 a 4.9), porque cada modelo tem uma forma diferente de contabilizar a tensão/extensão alternada e média equivalente. Este parâmetro é obtido por interpolação por uma linha de tendência potencial, com eixos em escala logarítmica, a partir dos pontos das curvas S-N ou ϵ -N. A referida linha de tendência assume a seguinte forma:

$$F(N) = \lambda(2N)^b \quad (4.1)$$

Em que λ é um fator de tensão ou extensão em fadiga, $2N$ é o número de ciclos obtidos experimentalmente e b é um parâmetro que caracteriza o comportamento do material em fadiga. Em todas as curvas S-N e ϵ -N de todos os modelos estudados, o parâmetro b manteve-se constante: $b=-0,0875$, tal como o coeficiente de correlação $R^2=0.9847$, pelo que pode-se concluir que este valor caracteriza bem o comportamento do material à fadiga, para este tipo de carregamentos, não sendo influenciado pelo critério de tensão média. Os diferentes valores de λ característicos de cada modelo serão seguidamente apresentados.

Na determinação da vida à fadiga em muitos modelos, é necessário incluir a relação entre a tensão limite de fadiga à torção e em flexão pura. Foram concebidos provetes cilíndricos para esse efeito na ATEC, a partir de chapa com 5 mm, no entanto não se conseguiram realizar os ensaios pois os provetes eram muito pequenos para as máquinas.

Nas figuras 4.1 a 4.20 são apresentados os resultados de previsão de vida com base nos modelos estudados nesta dissertação. A tabela 4.1 resume todas as previsões reproduzindo as mesmas condições que os provetes testados experimentalmente. Na última coluna foram colocados os resultados experimentais da vida à fadiga. As figuras 4.1 a 4.20 foram obtidas com base nesta tabela.

4.1. Critério de Sines

Tal como referido no capítulo 2 e conforme a equação 4.1, este modelo considera que a tensão de corte equivalente deve ser calculada da mesma forma que a tensão Octaedral, também conhecida como tensão de Von-Mises. Como os ensaios foram todos efetuados com razão de tensões $R=-1$, a tensão média é nula tal como a pressão hidrostática média. Assim sendo, para este tipo de carregamentos, este critério apenas contabiliza o efeito da tensão de corte, pelo que a constante k não tem qualquer influência no cálculo da tensão equivalente.

Como se pode verificar na figura 4.1, o valor de τ'_f obtido para este modelo é 134,35 MPa. Os pontos dos ensaios multiaxiais encontram-se todos abaixo da curva S-N dos ensaios uniaxiais, o que pode ser explicado pelo fato dos ensaios uniaxiais terem sido feitos na direção de laminagem. Para o caso particular deste material e carregamento, a equação 2.5 toma a seguinte forma:

$$\tau_a + kP_{Hmed} = 134,35(2N)^{-0,0875} \quad (4.1)$$

Através do valor de τ'_f obtido pela curva S-N fez-se a previsão de vida ilustrada na figura 4.2. A previsão pode considerar-se aceitável para os ensaios proporcionais (desfasamento de 0°), mas à medida que o desfasamento aumenta, as previsões vão-se afastando cada vez mais da vida verificada experimentalmente, sendo não conservador.

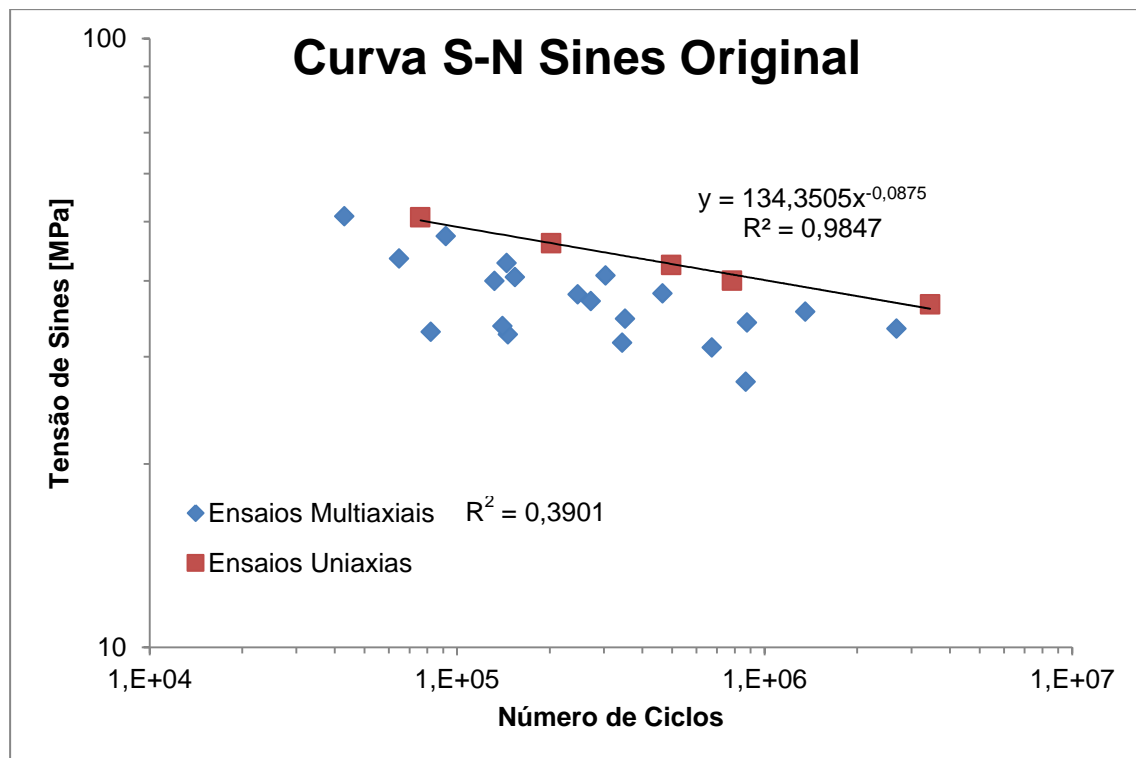


Figura 4.1 – Curva S-N critério de Sines original.

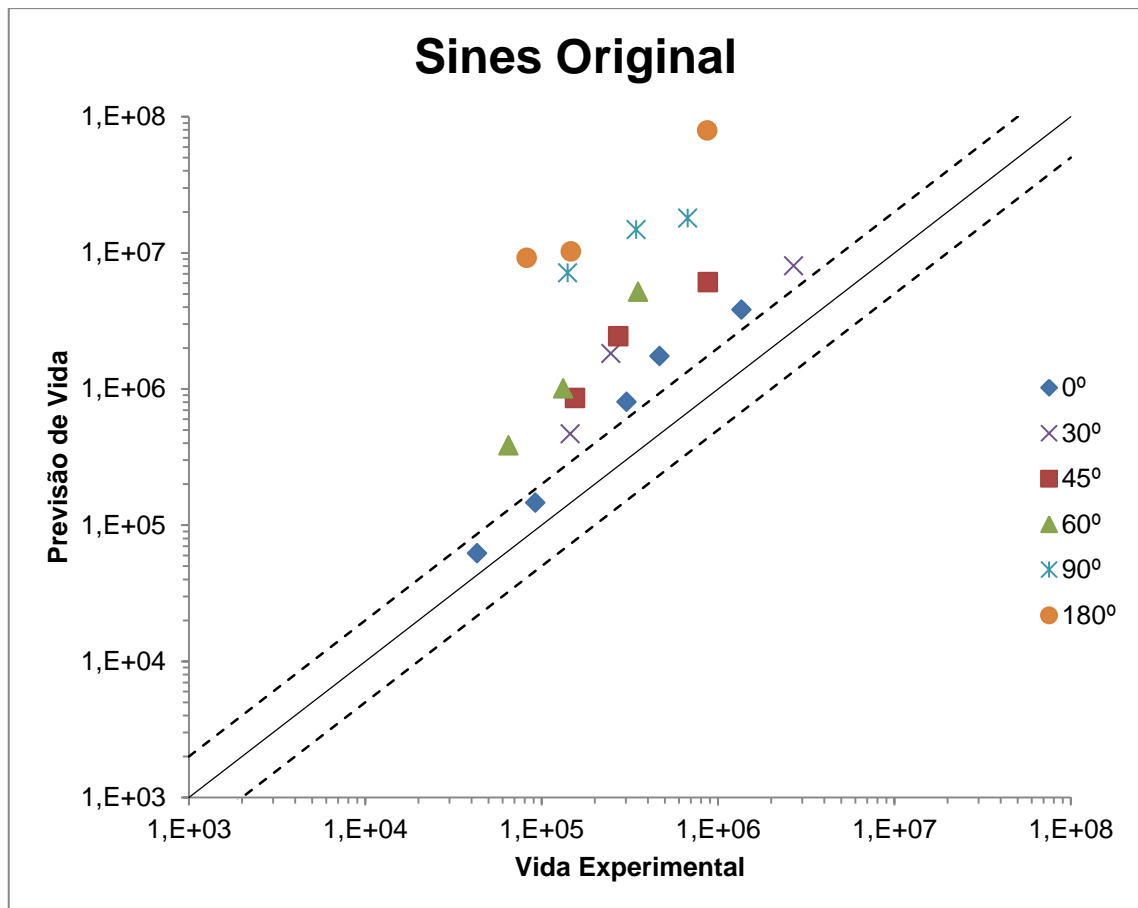


Figura 4.2 – Previsão de vida critério de Sines original.

4.2. Critério de Crossland

O critério de Crossland, ao contrário do critério de Sines, utiliza a pressão hidrostática máxima, pelo que nos ensaios efetuados, já não é nula. Neste modelo foi necessário obter o parâmetro k , que na impossibilidade de ter sido obtido experimentalmente como sugerido na bibliografia (Freitas *et al.*, 2000), teve de ser aproximado através de várias iterações. O procedimento adotado para determinar o parâmetro k , foi o de minimizar a dispersão dos pontos dos ensaios multiaxiais na curva S-N, tendo sido encontrado um $k=-0,25$, com um erro $R^2=0,897$, como ilustra a figura 4.3. Este valor de k , agrupa bem todos os pontos, quer da curva S-N, quer na previsão (ver figura 4.5), apesar de serem não conservadores e de estarem desviados da curva referente aos ensaios uniaxiais.

Não faz sentido o parâmetro k assumir valores negativos, o que desde já prova que este critério não é adequado para carregamentos não proporcionais, algo que já se esperava segundo a revisão bibliográfica que se fez. Assim sendo, considerou-se $k=0$, tornando a previsão de vida deste modelo igual à do modelo de Sines (ver figuras 4.2 e 4.6).

Igualmente ao critério de Sines, a equação 2.5 toma a seguinte forma:

$$\tau_a + kP_{Hmáx} = 134,35(2N)^{-0,0875} \quad (4.2)$$

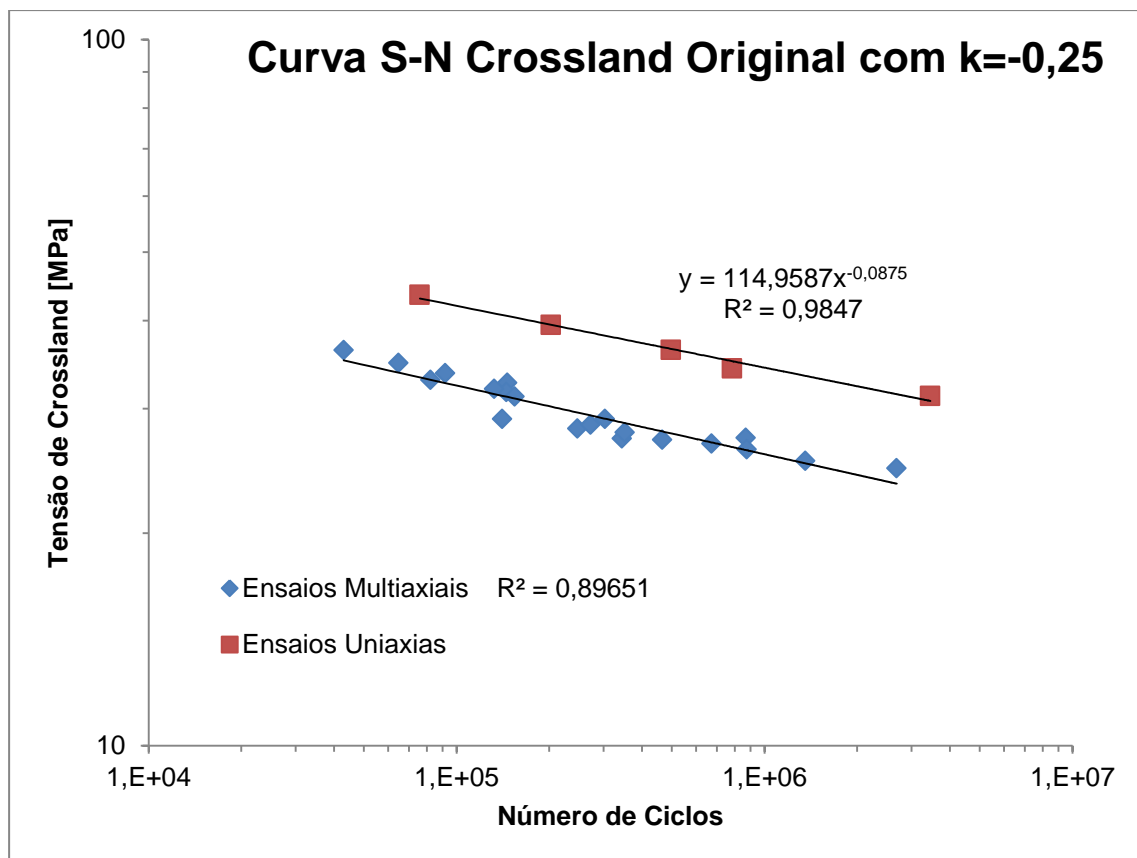


Figura 4.3 – Curva S-N critério de Crossland original k=-0,25.

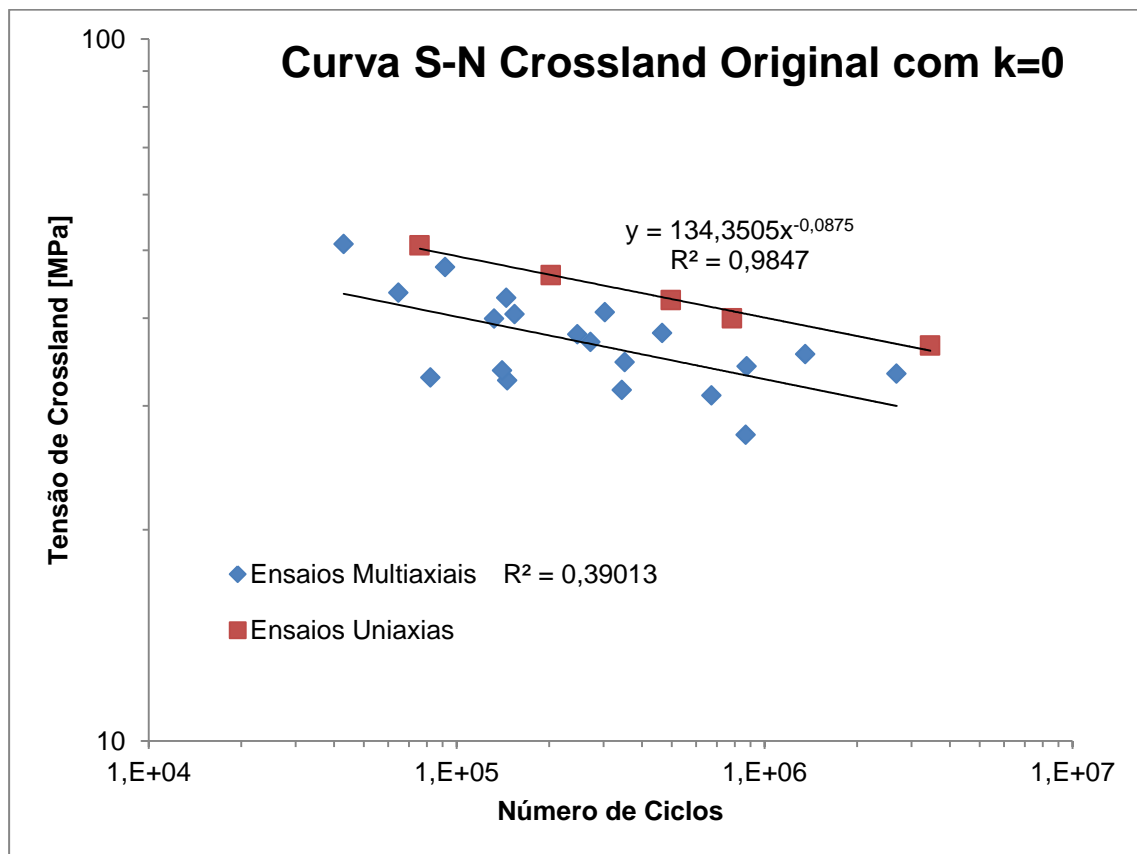


Figura 4.4 – Curva S-N critério de Crossland original k=0.

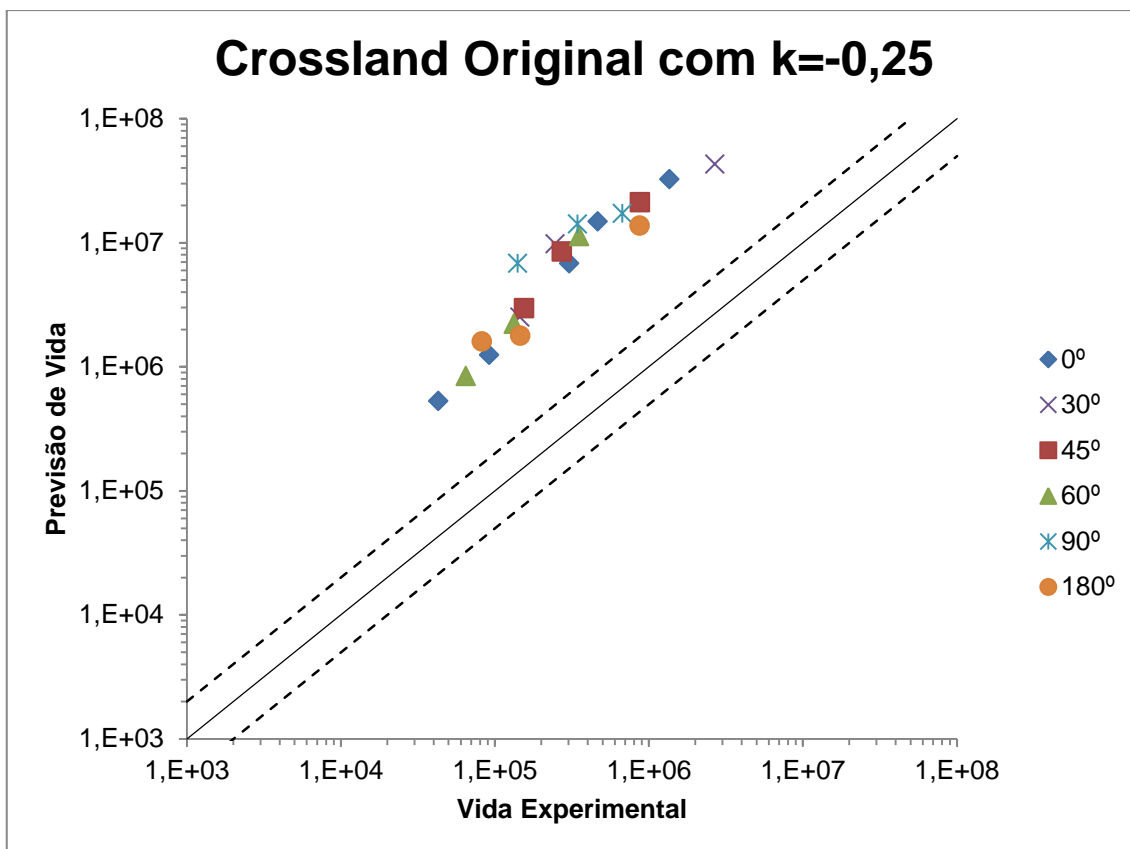


Figura 4.5 – Previsão de vida critério de Crossland original $k=-0,25$.

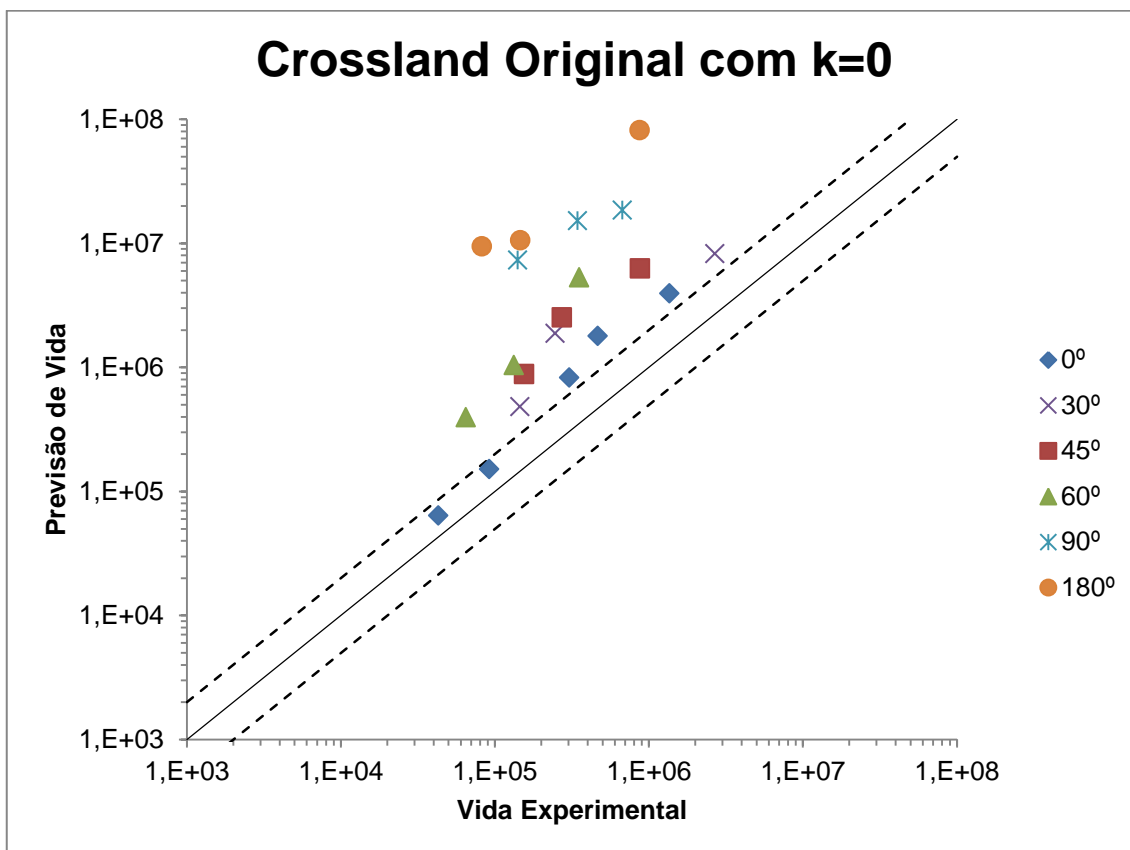


Figura 4.6 – Previsão de vida critério de Crossland original $k=0$.

4.3. Critério de Findley

Neste critério a tensão equivalente encontra-se no plano crítico e é composta pela soma da tensão de corte máxima no ciclo, com a tensão normal equivalente multiplicada pela constante k , conforme a equação 2.9. Para determinar esses valores em cada provete, foi necessário fazer um varrimento do círculo de Mohr em todos os planos, de modo a encontrar a máxima combinação destes dois parâmetros.

Como não foi possível determinar experimentalmente o valor de k foi utilizado o mesmo procedimento utilizado no modelo de Crossland, procurando ajustar este parâmetro ao conjunto de dados dos ensaios multiaxiais. Neste modelo foram necessárias várias iterações, pois cada vez que se alterava o valor de k , era necessário fazer o varrimento do círculo de Mohr em todos os planos, para todos os 25 ensaios utilizados. Através das sucessivas iterações feitas, concluiu-se que dado o carregamento utilizado ter razão de tensões $R=-1$, neste modelo, o parâmetro k apenas movia todos os pontos da curva S-N em bloco, incluindo os uniaxiais, para cima ou para baixo, não havendo qualquer alteração ao nível da dispersão entre eles. Assim sendo, considerou-se que o valor de k neste critério deveria de ser zero, anulando assim, o efeito da tensão normal no dano provocado ao provete.

O valor de τ_f^* calculado para este modelo foi de 116,35 MPa, como ilustrado na figura 4.7. Para este caso particular o modelo de Findley fica:

$$\left\{ \frac{\Delta\tau}{2} + k\sigma_n \right\}_{max} = 116,35(2N)^{-0,0875} \quad (4.3)$$

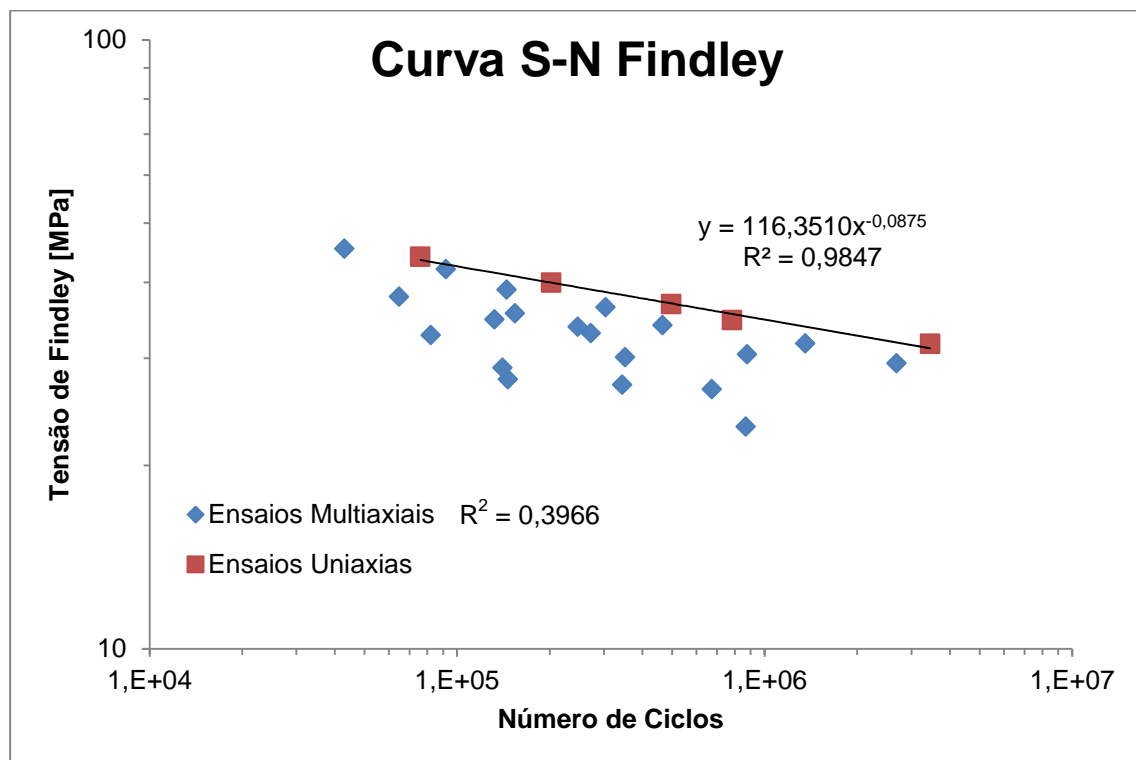


Figura 4.7 – Curva S-N critério de Findley.

Neste critério obtêm-se bons resultados na previsão de vida, nos casos do carregamento proporcional ($\delta=0^\circ$) e nos não proporcionais com desfasamentos inferiores a 60° . Tal como no modelo de Sines, à medida que o desfasamento vai aumentando, os pontos vão-se afastando no sentido ascendente, sendo o caso do desfasamento a 180° o mais crítico.

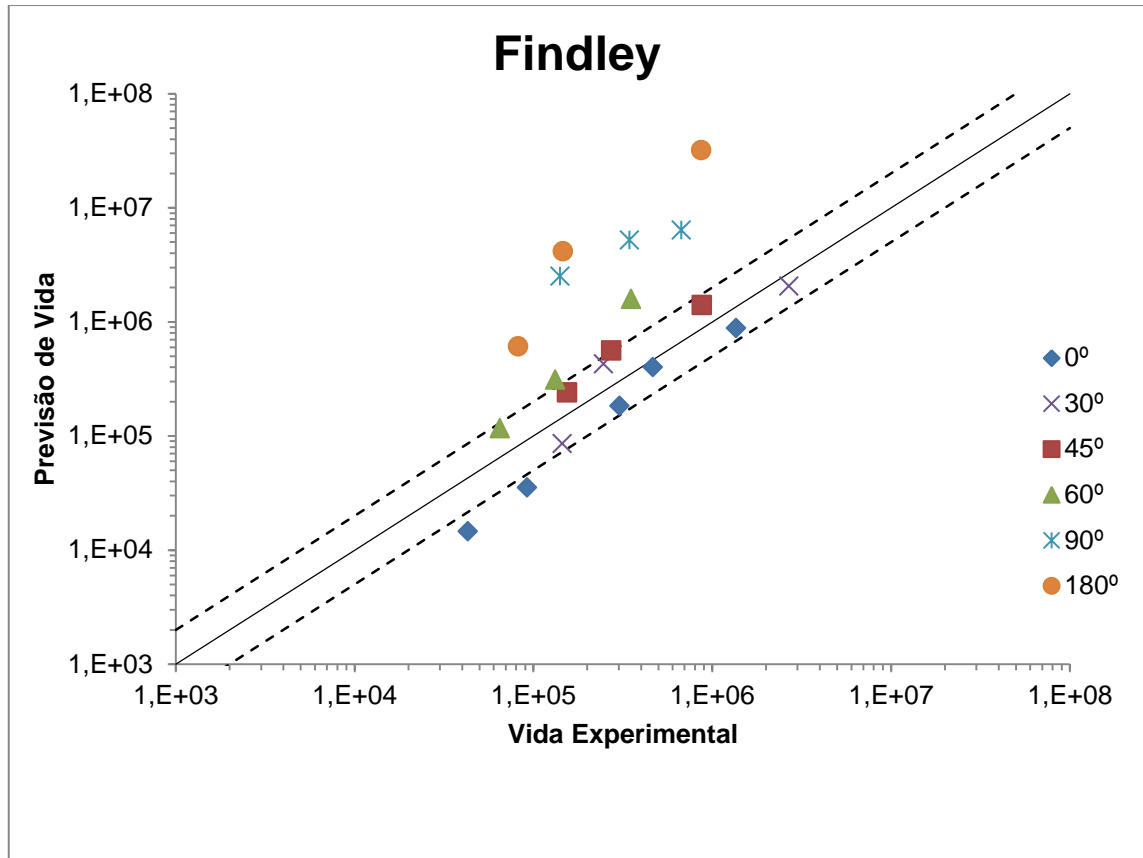


Figura 4.8 – Previsão de vida critério de Findley.

4.4. Critério do Menor Círculo Circunscrito (MCC)

O critério do Menor Círculo Circunscrito (MCC) propõe uma outra forma de calcular a tensão de corte equivalente em fadiga. A tensão média pode ser incluída conforme os critérios de Sines ou Crossland. A tensão de corte equivalente neste critério é igual ao raio do maior círculo que circunscribe o ciclo de carregamento. Para calcular o seu valor é necessário transformar o campo de tensões num espaço euclidiano 5D, na qual, para este caso particular de tensão plana, em que τ_{xy} é nulo, têm-se:

$$S_{15D} = \frac{\sqrt{3}}{2} \sigma_{xx} ; S_{25D} = \frac{1}{2} (\sigma_{yy} - \sigma_{zz}) \quad (4.4)$$

O valor da tensão de corte utilizado neste modelo foi calculado implementando no programa Microsoft Excel uma função que determinava o raio do menor círculo circunscrito, conforme descrito no capítulo 2. Verificou-se que os valores encontrados para os diferentes casos foram sempre praticamente iguais aos que se obteriam pela proposta ASME da expressão de Von-Mises (modelo não incluído neste trabalho). Gerando as curvas S-N com

base na proposta de correção da tensão média de Crossland e Sines foi possível otimizar o parâmetro k , tal como descrito anteriormente. Como ilustrado na figura 4.9, o valor de k que minimizou a dispersão dos pontos, com a expressão de Crossland foi $k=0,31$, com um coeficiente de correlação de 0,7687. O valor de $\tau'f$ encontrado com estes dados, para este modelo foi de 158,396 MPa, tendo-se obtido a seguinte expressão:

$$\sqrt{J_{2a}} + k(N)P_H = 158,396(2N)^{-0,0875} \quad (4.5)$$

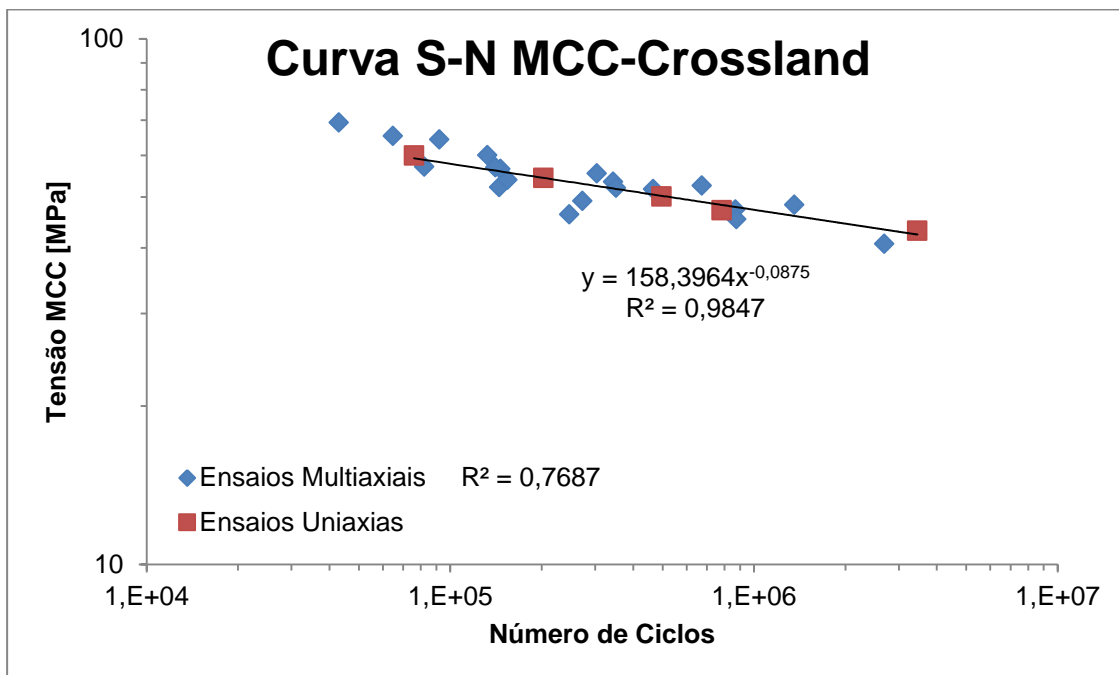


Figura 4.9 – Curva S-N critério MCC utilizando o critério de Crossland para corrigir a tensão.

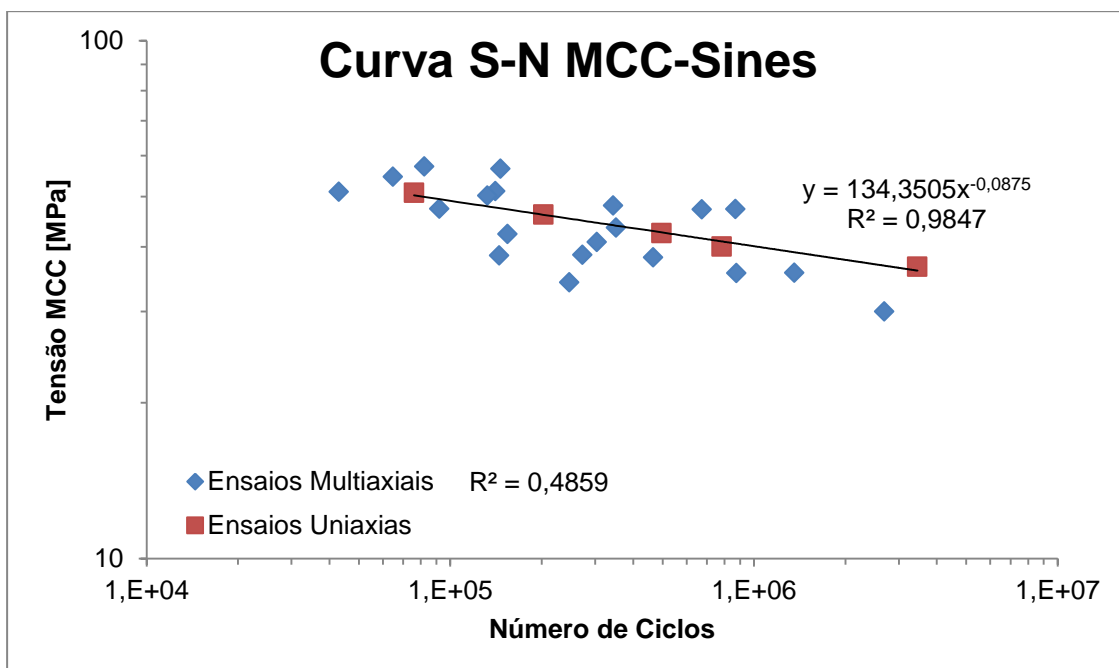


Figura 4.10 – Curva S-N Critério MCC utilizando o critério de Sines para corrigir a tensão.

Utilizando o MCC com a correção da tensão média do critério de Sines, o valor de k não tem aqui qualquer significado, dada a componente normal da tensão ser sempre zero nos casos estudados. Verifica-se uma maior dispersão de pontos no MCC-Sines, com um coeficiente de correlação nos pontos multiaxiais de 0,4859, valor muito superior ao MCC-Crossland. O valor de $\tau'f$ é também ele diferente: 134 MPa nesta expressão.

Esta diferença acentuada na dispersão dos pontos influencia muito a previsão deste modelo quando utilizando uma ou outra expressão, como ilustram as figuras 4.11 e 4.12. No MCC-Crossland, a previsão pode ser considerada muito boa, estando todos os pontos agrupados na zona central do gráfico.

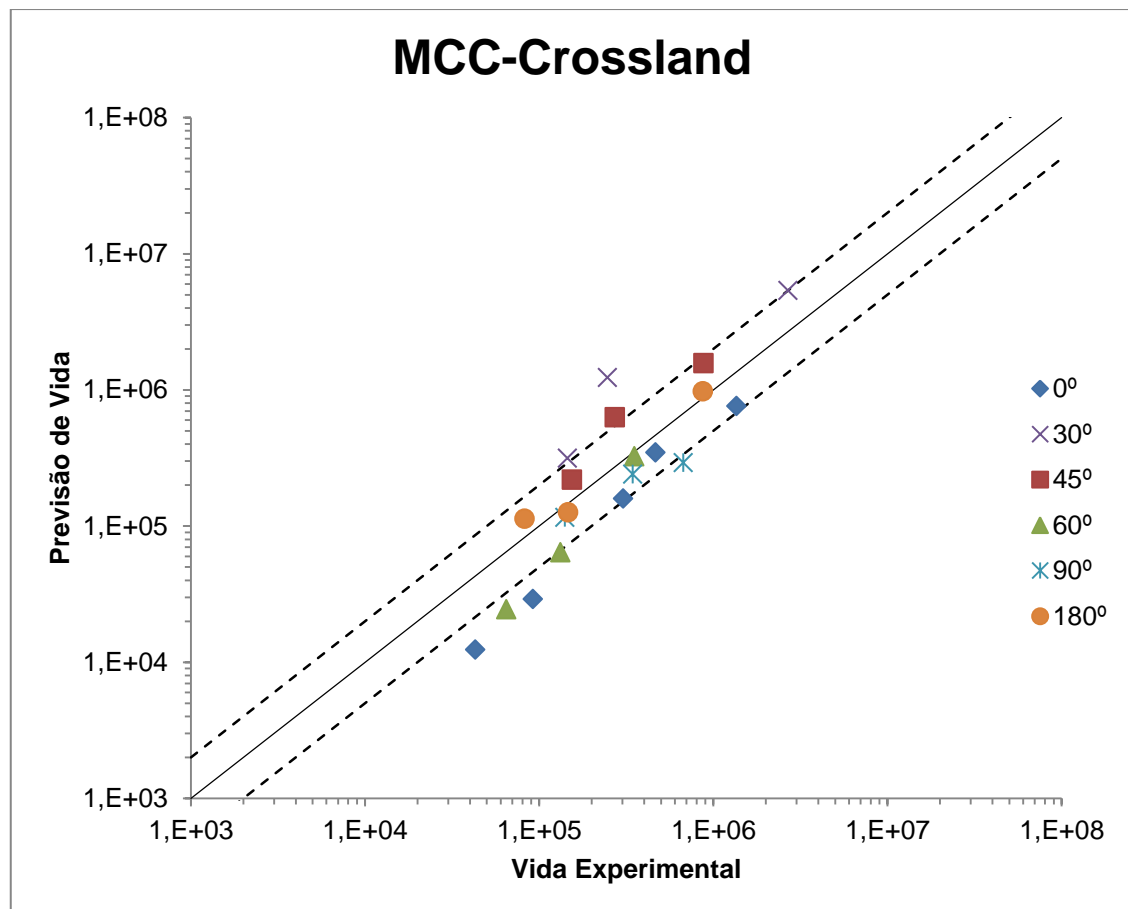


Figura 4.11 – Previsão de Vida Critério MCC utilizando o critério de Crossland para corrigir a tensão média.

No MCC-Sines repete-se a dispersão já verificada na curva S-N, estando os pontos dos casos a 30° mais afastados no sentido ascendente e os pontos dos casos a 180° mais afastados no sentido descendente. Constata-se ainda, que os pontos dos casos do desfaseamento a 60° mantiveram-se praticamente inalterados nos gráficos de Crossland e Sines. Este aspeto torna esta expressão de Sines, menos adequada à previsão de vida pelo critério MCC, para o tipo de carregamentos utilizados neste trabalho, tal como já se esperava.

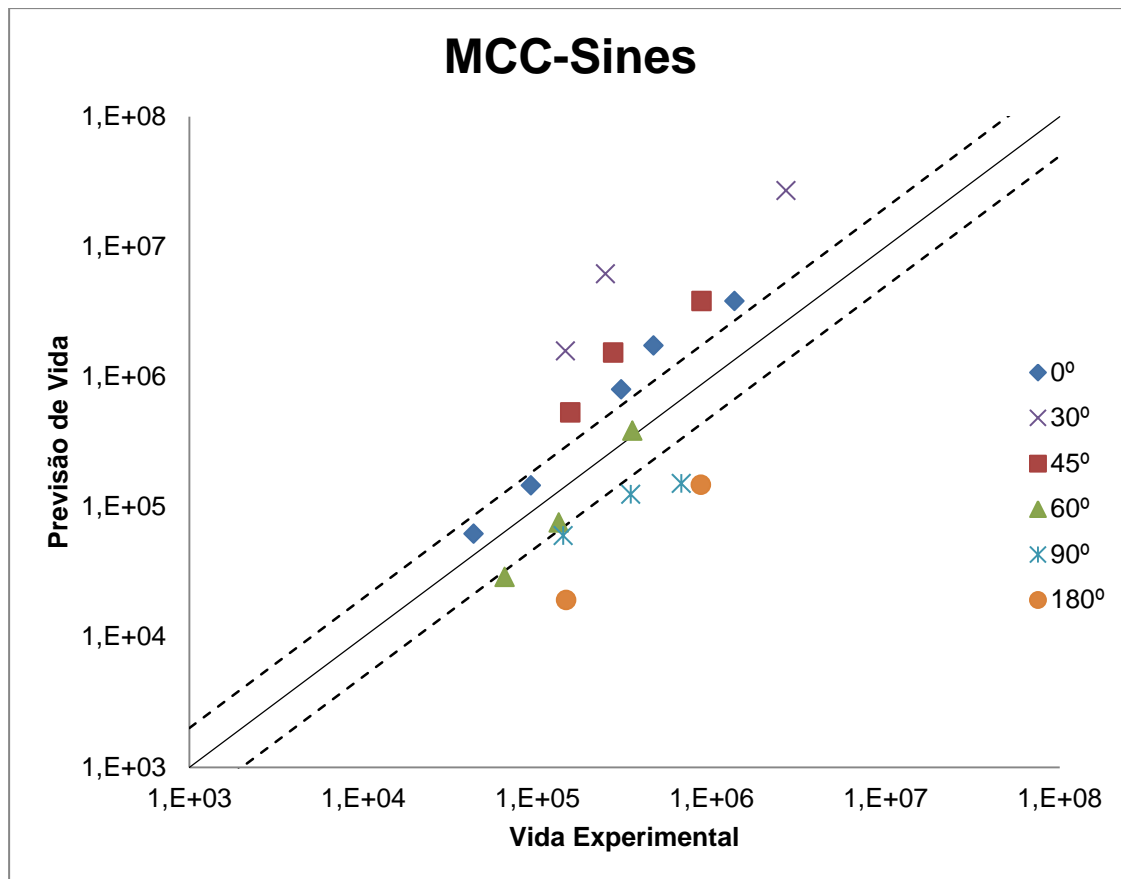


Figura 4.12 – Previsão de Vida Critério MCC utilizando o critério de Sines para corrigir a tensão média.

4.5. Critério da Menor Elipse Circunscrita (MCE)

O modelo da Menor Elipse Circunscrita (MCE) é muito idêntico ao MCC, no entanto considera que o percurso da tensão ao longo de um ciclo, em casos multiaxiais não proporcionais, é limitado por uma elipse em vez de uma circunferência. A tensão de corte equivalente neste critério é igual à raiz quadrada da soma dos raios maior e menor dessa elipse ao quadrado, conforme eq. 2.13. Neste modelo é feita a mesma transformação de tensões para um espaço euclidiano 5D, verificada no MCC. Tal como no MCC, também no MCE obtiveram-se melhores resultados utilizando na componente normal da tensão a Pressão Hidrostática Máxima proposta por Crossland, em vez da Pressão Hidrostática Média proposto por Sines. No caso da curva S-N MCE-Crossland, o parâmetro k foi obtido com coeficiente de correlação marginalmente maior: $R^2=0,7697$, mas resultou num valor mais baixo: $k=0,22$. Este valor contribuiu para diminuir o valor de $\tau'f$ para 151 MPa. Na curva S-N MCE-Sines, o valor de $\tau'f$ manteve-se inalterado face ao MCC, no entanto a dispersão dos pontos multiaxiais foi ligeiramente menor, com um $R^2=0,5371$. Considerando a correção da tensão média do modelo de Crossland, obtém-se a seguinte expressão:

$$\sqrt{J_{2a}} + k(N)P_H = 151,42(2N)^{-0,0875} \quad (4.6)$$

Na curva S-N MCE-Crossland, a de maior interesse quer neste modelo, quer no modelo MCC, ilustrada na figura 4.13, mostra que os pontos dos ensaios multiaxiais encontram-se todos acima dos pontos dos ensaios uniaxiais, algo que não acontece nos outros modelos. No modelo MCC, os pontos uniaxiais e multiaxiais da curva S-N estão mais próximos.

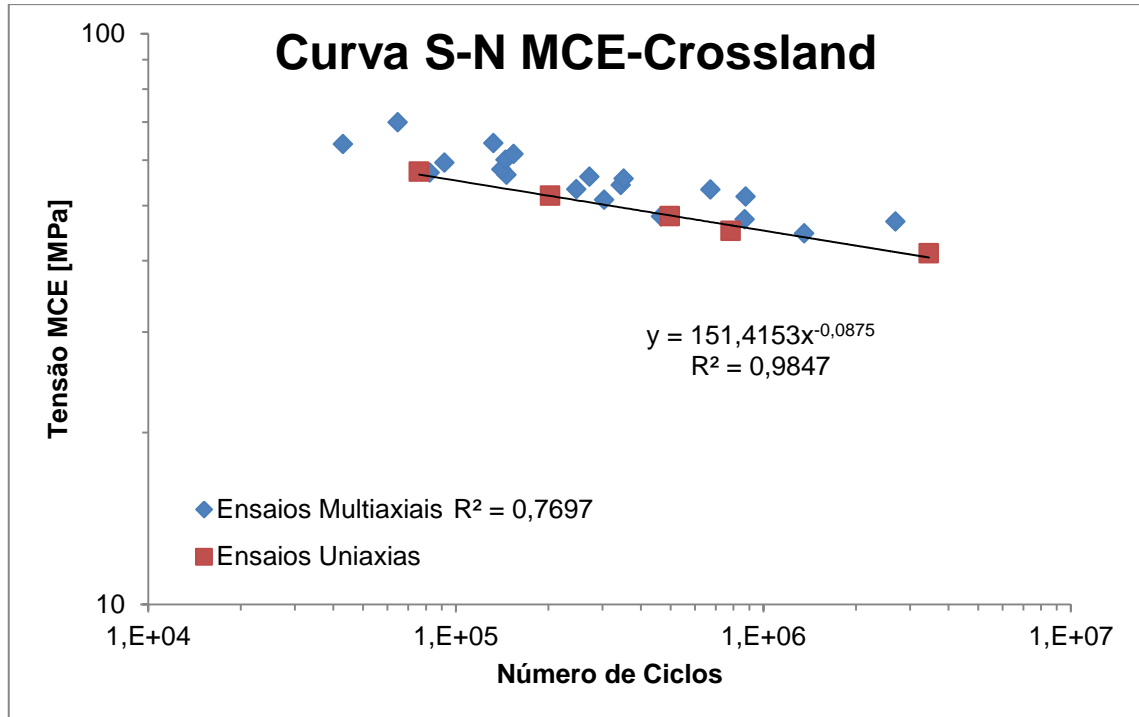


Figura 4.13 – Curva S-N Critério MCE utilizando o critério de Crossland para corrigir a tensão.

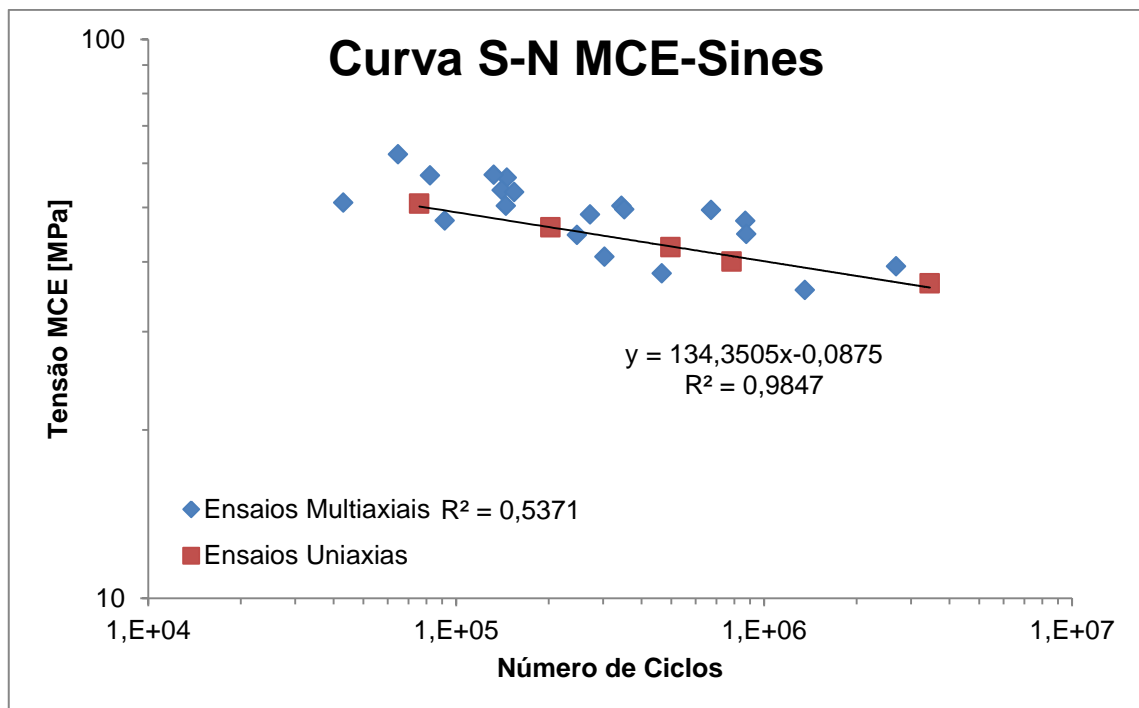


Figura 4.14 – Curva S-N Critério MCE utilizando o critério de Sines para corrigir a tensão.

A previsão de vida do modelo MCE, influenciada pelos menores valores dos parâmetros k e $\tau'f$, origina resultados conservadores utilizando a expressão de Crossland, isto é, os pontos de todos os ensaios encontram-se todos na zona inferior do gráfico.

No MCE-Sines a dispersão aparenta ser ligeiramente menor que no MCC-Sines. Os casos com desfasamentos a 45° e 60° pouco se alteram de Crossland para Sines. Por outro lado, os ensaios a 180° são muito influenciados pela componente normal da tensão.

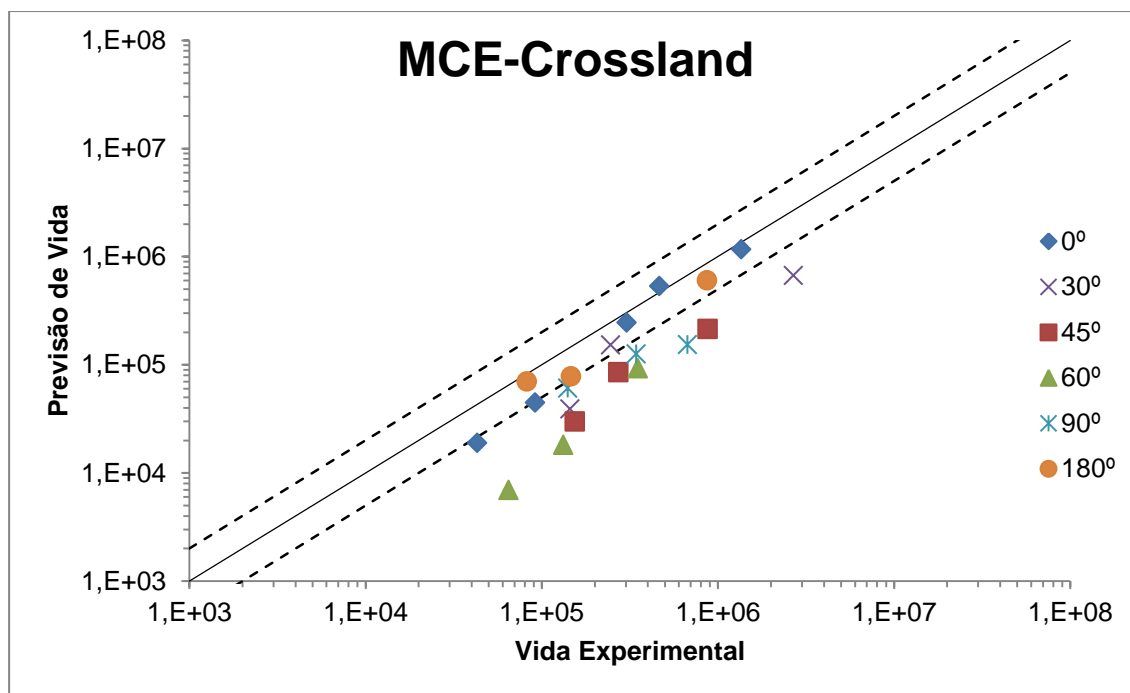


Figura 4.15 – Previsão de Vida Critério MCE com o critério de Crossland para corrigir a tensão.

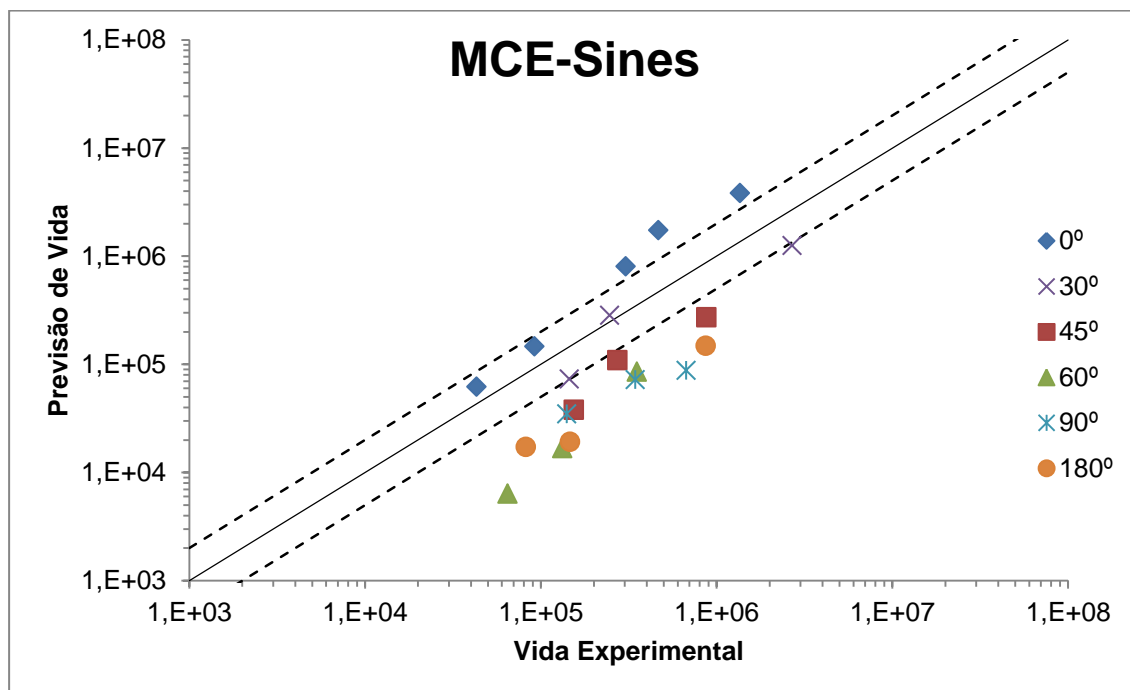


Figura 4.16 – Previsão de Vida Critério MCE com o critério de Sines para corrigir a tensão.

4.6. Critério de Brown & Miller

Este critério, ao contrário dos anteriores, é baseado em extensão em vez de tensão. É um modelo do plano crítico e assenta nos mesmos princípios que o modelo de Findley, mas substitui a tensão de corte equivalente e a correspondente tensão normal, pela extensão de corte equivalente e a extensão normal correspondente. Logo utilizaram-se os mesmos procedimentos para obter os parâmetros tensão e constante k do material. Tal como no modelo de Findley foi feito um varrimento do círculo de Mohr em todo o ciclo de carregamento, para encontrar, em todos os ensaios a máxima combinação do primeiro membro da equação 2.18.

Paralelamente ao critério de Findley, a constante k apenas move os pontos do gráfico da curva ϵ -N no sentido ascendente ou descendente, não havendo qualquer alteração na dispersão dos mesmos. Por isso, mais uma vez considerou-se $k=0$. O valor de $A \frac{\sigma_f - 2\sigma_{n,med}}{E}$ da equação 2.19 encontrado foi $1,121 \times 10^{-3}$, com um coeficiente de correlação de $R^2=0,985$ como ilustra a figura 4.17. Como referido no capítulo 2 a parcela LCF das expressões de previsão de vida de todos os modelos baseados em extensão, foi desprezada.

$$\left\{ \frac{\Delta \gamma_{max}}{2} + S \cdot \Delta \epsilon_n \right\}_{max} = 1,121 \times 10^{-3} (2N)^{-0,0875} \quad (4.7)$$

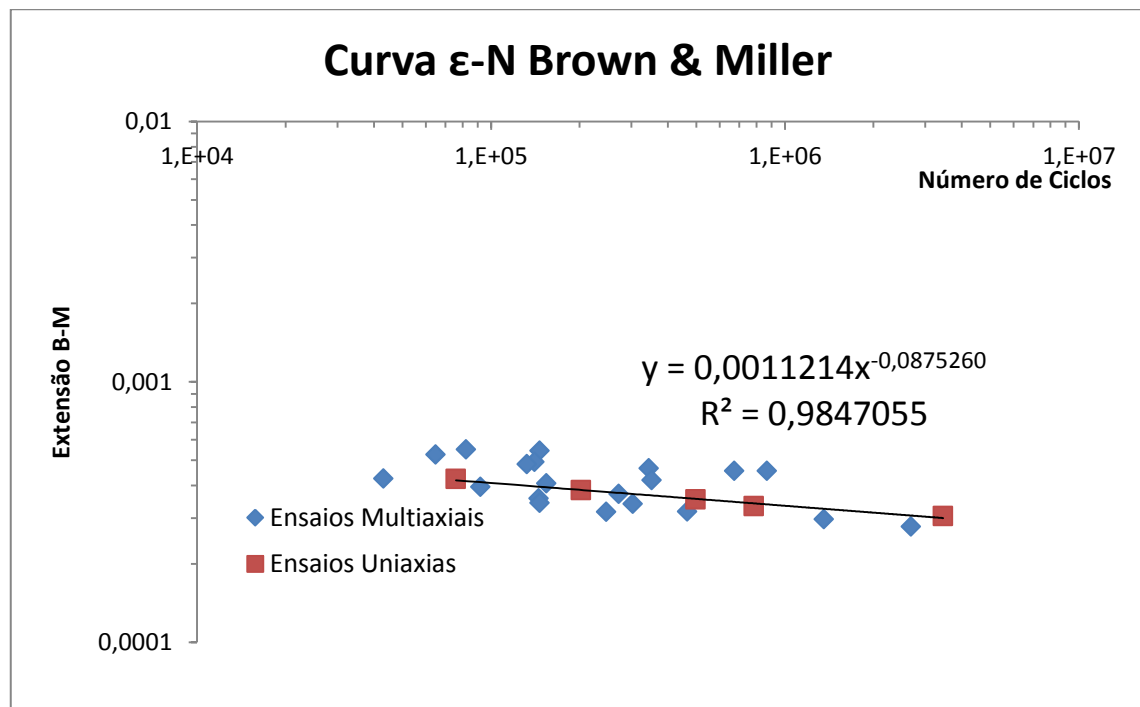


Figura 4.17 – Curva ϵ -N critério de Brown & Miller.

Os pontos multiaxiais da curva ϵ -N deste critério encontram-se mais agrupados e centrados com os pontos uniaxiais, que os da curva S-N do critério de Findley.

Relativamente à previsão de vida, os resultados são quase simétricos aos do modelo de Findley, estando os pontos dos ensaios com desfazamentos de 90° e 180° por baixo da linha média, como ilustra a figura 4.18.

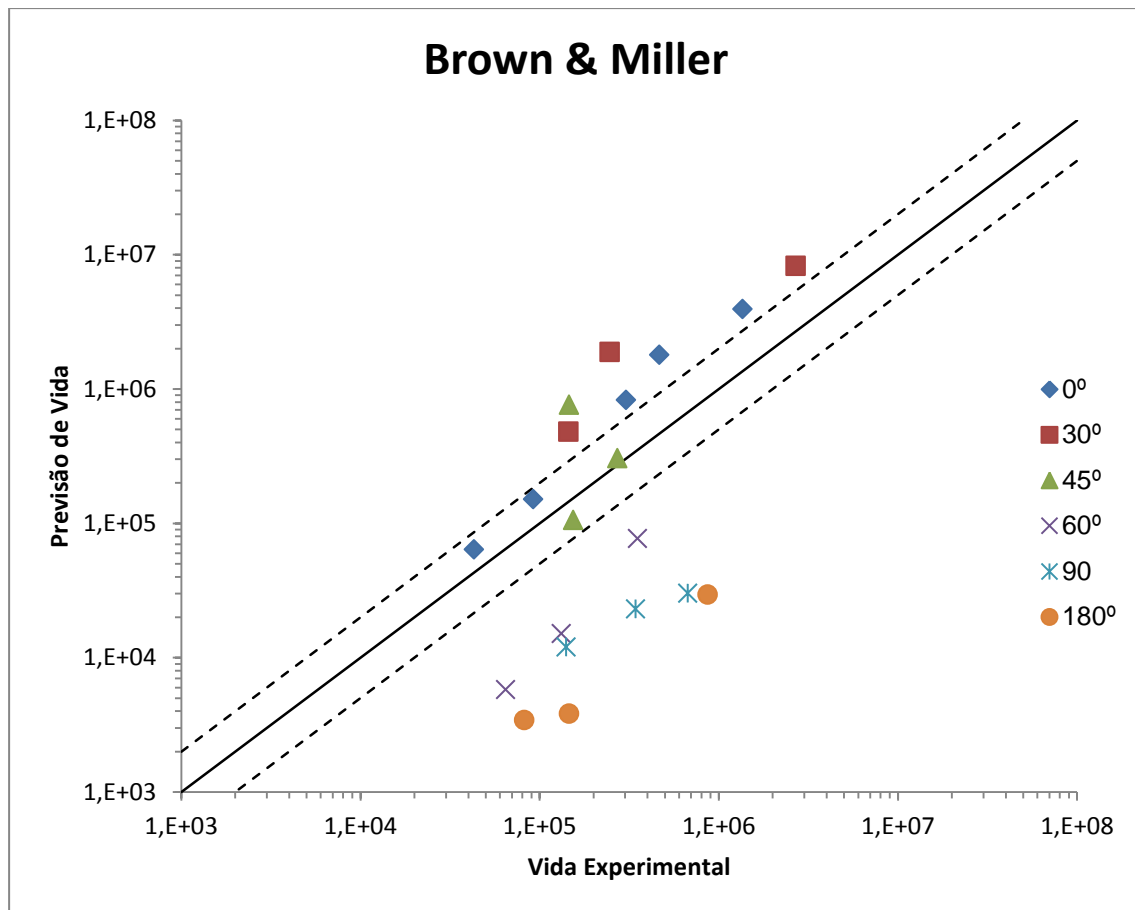


Figura 4.18 – Previsão de vida critério de Brown & Miller.

4.7. Critério de Fatemi & Socie

Tal como o anterior, este critério é baseado em extensão, mas em vez da extensão normal utiliza a razão entre a tensão normal máxima e a tensão limite de fadiga. Foram feitas várias iterações para otimizar o valor da constante k , mas verificou-se que, tal como nos critérios de Findley e Brown & Miller, neste tipo de carregamentos utilizados, k apenas desloca os pontos no sentido ascendente ou descendente, nunca alterando a dispersão entre eles. Considerou-se mais uma vez $k=0$. Por esta razão, este critério vai originar resultados de previsão de vida iguais aos do modelo de Brown & Miller, como se pode ver na figura 4.20.

O valor obtido para o parâmetro $\frac{\tau'f}{G}$ da equação 2.20 foi assim igual ao obtido ao no modelo de Brown & Miller $1,121 \times 10^{-3}$. O parâmetro $\gamma'f$ dessa mesma expressão foi desprezado. Neste critério a equação 2.20 assume a seguinte forma:

$$\frac{\Delta \gamma_{max}}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_{ut}} \right) = 1,121 \times 10^{-3} (2N)^{-0,0875} \quad (4.8)$$

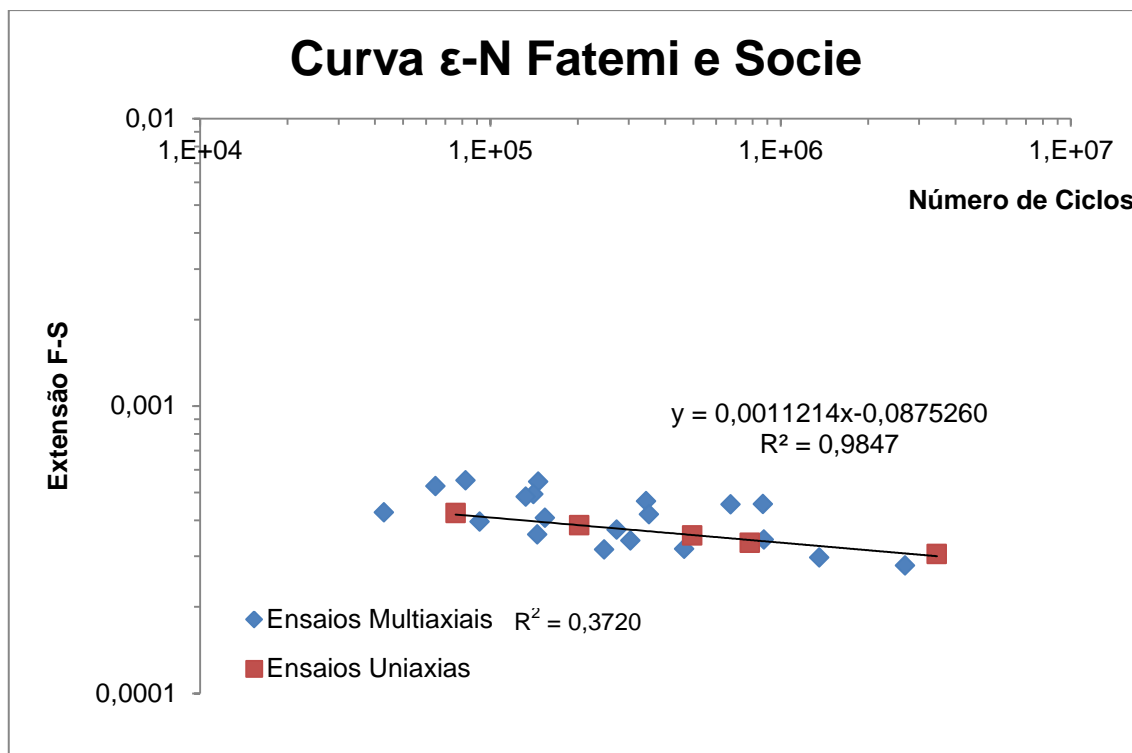


Figura 4.19 – Curva ϵ -N critério de Fatemi & Socie.

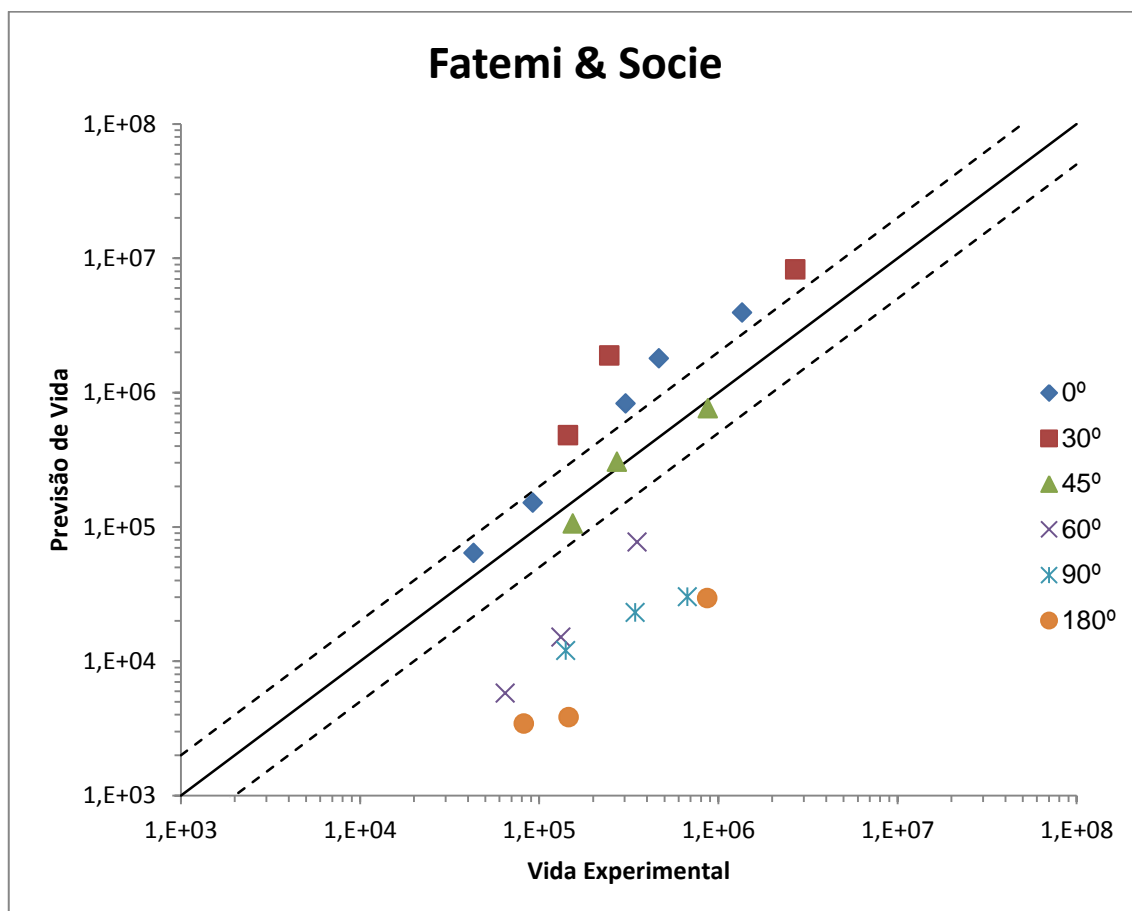


Figura 4.20 – Previsão de vida critério de Fatemi & Socie.

4.8. Critério de Smith, Watson & Topper

Ao contrário dos anteriores critérios descritos, baseados em extensão: B-M e F-S, este critério considera que em casos em que a tensão normal é máxima, apenas a nucleação da fenda é causada devido ao corte. Segundo este critério propagação da fenda ocorre devido a esforços normais, no sentido perpendicular à carga aplicada (ver figura 2.6)

Para contabilizar o dano à fadiga nos casos de tensão plana estudados neste trabalho, este modelo considera o produto da maior variação da extensão principal 1 (a maior, ε_1) pela tensão normal máxima no plano onde ε_1 ocorre, conforme a equação 2.21.

Dado que a direção da carga coincide com a direção das extensões principais 1 e 2, para determinar estes parâmetros apenas se fez um varrimento de todos os pontos do ciclo, procurando o maior valor de $\Delta\varepsilon$ e de σ_n correspondente.

O valor de $\frac{\sigma'_f{}^2}{E}$ da equação 2.21, obtido da curva ε -N deste modelo foi 0,392 com um coeficiente de correlação de 0,985. Como referido no capítulo 2, a parcela LCF da expressão 2.21 foi desprezada. O expoente deste critério é o dobro do expoente utilizado nos restantes critérios (2b), por isso na regressão potencial da curva ε -N aparece o valor -0,175, que é o dobro de -0,0875. Assim, para este caso, obtém-se a seguinte expressão para o modelo:

$$\sigma_{n,max} \frac{\Delta\varepsilon_1}{2} = 0,392(2N)^{-0,175} \quad (4.9)$$

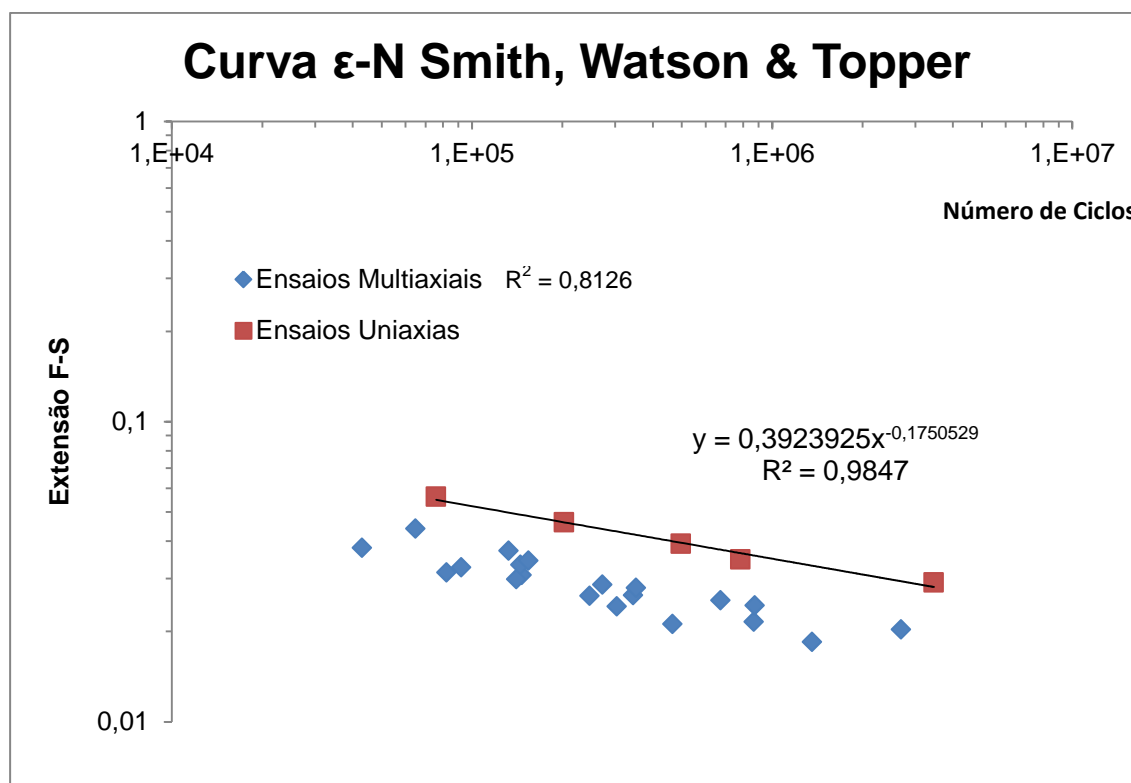


Figura 4.21 – Curva ε -N critério de Smith, Watson & Topper.

Como se pode ver na figura 4.21, na curva ϵ -N deste modelo, os pontos dos ensaios multiaxiais encontram-se relativamente agrupados, mas todos abaixo dos pontos dos ensaios uniaxiais, tal como aconteceu nos modelos baseados em tensão: Sines, Crossland e Findley.

Na previsão de vida feita por este critério, os pontos do gráfico encontram-se relativamente agrupados, mas não estão centrados, estão todos na zona superior do gráfico, área dos valores não conservadores. Tal como se pode ver na figura 4.22 os resultados caso a caso encontram-se aproximadamente no mesmo alinhamento. Os casos que menos mostram este comportamento são os com desfaseamento de 30°, 90° e 180°.

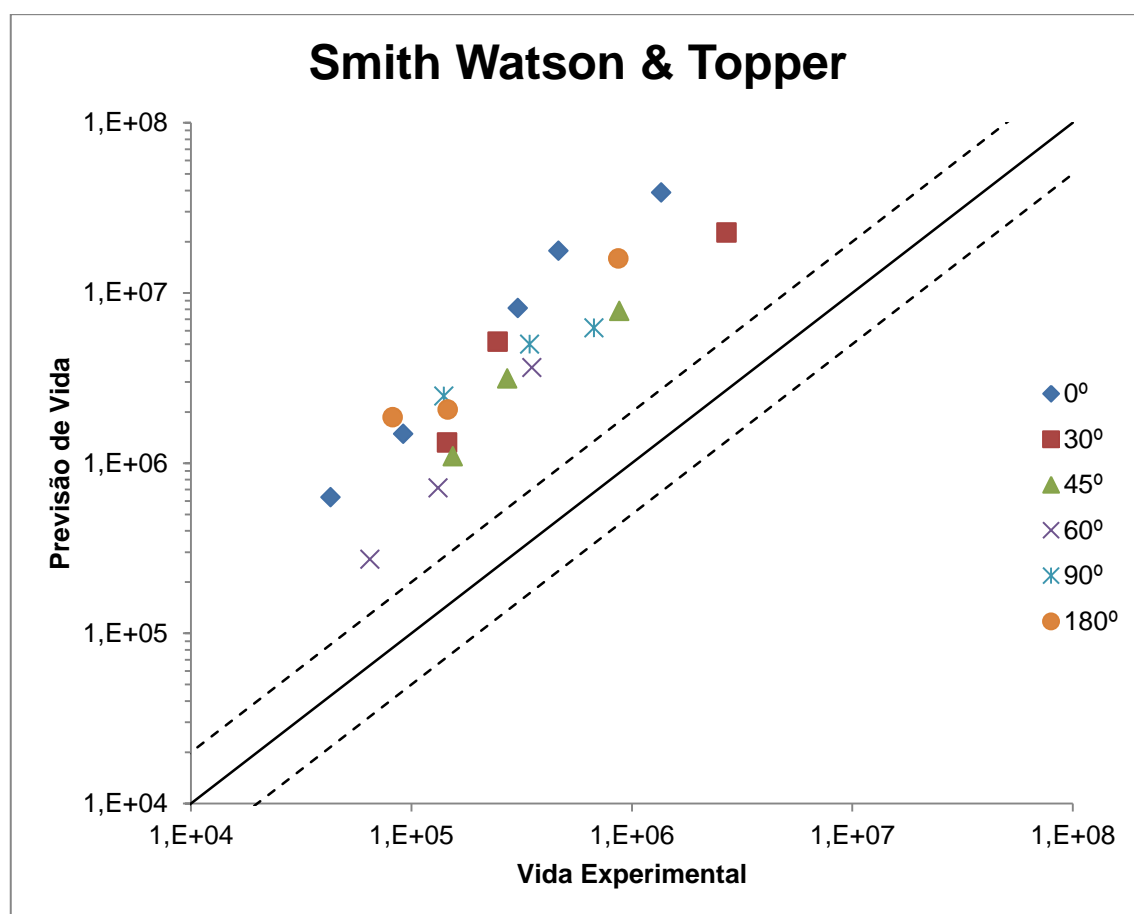


Figura 4.22 – Previsão de vida critério de Smith, Watson & Topper.

4.9. Síntese de Resultados

A tabela 4.1 apresenta uma síntese da previsão de vida feita através de todos os 8 critérios estudados no presente trabalho. São também apresentados os resultados experimentais em número de ciclos, para todos os 20 provetes ensaiados com carregamentos multiaxiais e os 5 provetes ensaiados com carregamentos em condições uniaxiais.

Tabela 4.1 – Síntese da previsão de vida de todos critérios e resultados experimentais em número de ciclos.

Provete	Sines	Crossland	Findley	MCC	MCE	B-M	F-S	SWT	Experimental
51	6,20E+04	6,20E+04	1,45E+04	1,23E+04	1,90E+04	6,40E+04	6,40E+04	6,30E+05	4,30E+04
52	1,46E+05	1,46E+05	3,52E+04	2,91E+04	4,47E+04	1,51E+05	1,51E+05	1,48E+06	9,20E+04
53	8,01E+05	8,01E+05	1,83E+05	1,60E+05	2,45E+05	8,26E+05	8,26E+05	8,14E+06	3,04E+05
54	1,74E+06	1,74E+06	3,99E+05	3,46E+05	5,32E+05	1,79E+06	1,79E+06	1,77E+07	4,66E+05
55	3,82E+06	3,82E+06	8,77E+05	7,60E+05	1,17E+06	3,94E+06	3,94E+06	3,88E+07	1,36E+06
56	1,02E+07	1,02E+07	4,15E+06	1,26E+05	7,81E+04	3,82E+03	3,82E+03	2,06E+06	1,46E+05
57	7,90E+07	7,90E+07	3,19E+07	9,75E+05	6,03E+05	2,95E+04	2,95E+04	1,59E+07	8,69E+05
61	1,47E+07	1,47E+07	5,21E+06	2,40E+05	1,26E+05	2,30E+04	2,30E+04	2,47E+06	1,41E+05
62	7,11E+06	7,11E+06	2,51E+06	1,16E+05	6,08E+04	1,20E+04	1,20E+04	6,23E+06	6,73E+05
63	1,80E+07	1,80E+07	6,34E+06	2,92E+05	1,53E+05	3,01E+04	3,01E+04	1,32E+06	1,45E+05
64	4,67E+05	4,67E+05	8,53E+04	3,14E+05	3,90E+04	4,81E+05	4,81E+05	5,17E+06	2,47E+05
65	1,82E+06	1,82E+06	4,28E+05	1,23E+06	1,52E+05	1,89E+06	1,89E+06	2,26E+07	2,69E+06
66	7,99E+06	7,99E+06	2,05E+06	5,37E+06	6,69E+05	8,24E+06	8,24E+06	2,72E+05	6,48E+04
67	3,84E+05	3,84E+05	1,17E+05	2,44E+04	6,93E+03	5,77E+03	5,77E+03	7,13E+05	1,32E+05
68	1,01E+06	1,01E+06	3,12E+05	6,39E+04	1,82E+04	1,51E+04	1,51E+04	3,64E+06	3,52E+05
69	5,16E+06	5,16E+06	1,59E+06	3,26E+05	9,29E+04	7,67E+04	7,67E+04	1,86E+06	8,23E+04
70	9,19E+06	9,19E+06	6,07E+05	1,13E+05	7,01E+04	3,43E+03	3,43E+03	4,99E+06	3,44E+05
71	8,55E+05	8,55E+05	2,40E+05	2,19E+05	2,99E+04	1,06E+05	1,06E+05	1,09E+06	1,54E+05
72	6,10E+06	6,10E+06	1,40E+06	1,57E+06	2,14E+05	7,61E+05	7,61E+05	7,82E+06	8,76E+05
73	2,44E+06	2,44E+06	5,60E+05	6,29E+05	8,56E+04	3,05E+05	3,05E+05	3,13E+06	2,72E+05
80	1,98E+05	1,98E+05	6,30E+04	1,98E+05	2,05E+05	2,04E+05	2,04E+05	2,04E+05	2,02E+05
81	5,05E+05	5,05E+05	1,60E+05	5,05E+05	5,23E+05	5,20E+05	5,20E+05	5,20E+05	4,97E+05
82	1,00E+06	1,00E+06	3,19E+05	1,00E+06	1,04E+06	1,03E+06	1,03E+06	1,03E+06	7,84E+05
83	2,79E+06	2,79E+06	8,87E+05	2,79E+06	2,89E+06	2,87E+06	2,87E+06	2,87E+06	3,45E+06
84	6,49E+04	6,49E+04	2,07E+04	6,50E+04	6,73E+04	6,69E+04	6,69E+04	6,69E+04	7,60E+04

Capítulo 5

Discussão dos Resultados

A revisão bibliográfica feita permitiu ter uma noção daquilo que seria expectável de obter em cada modelo. Tal como o esperado, os critérios de Crossland e Sines, por não terem em conta a não proporcionalidade das tensões, não são adequados para fazer previsões de vida nos casos estudados. Isso é visível pelos valores obtidos, pela elevada dispersão dos resultados e até pelos valores de k obtidos.

Findley defende que o seu critério já tem em consideração a não proporcionalidade das tensões no cálculo do dano, isto é, da tensão equivalente à fadiga. Isso é visível em todos os ensaios à exceção nos casos em que o desfasamento é 90° e 180° . Estas exceções podem estar relacionadas com o fato destes ensaios serem biaxiais no plano e não de torção e flexão, como os que o autor utilizou para validar o seu método. Analisando a figura 4.8, verifica-se que os resultados caso a caso, se dispõem de uma forma próxima da linear.

Os critérios MCC e MCE fazem boas previsões, próximas dos valores obtidos experimentalmente. Todos os pontos dos gráficos encontram-se agrupados na zona central.

No entanto seria expectável que o MCE originasse melhores resultados que o MCC, dado que o MCE é posterior ao MCC. Apesar da dispersão no MCC ser ligeiramente maior, o conjunto dos pontos do gráfico Vida Experimental vs. Previsões, encontram-se mais próximos da zona central do mesmo. No MCE esses pontos estão ligeiramente mais baixos, do lado conservador, quando comparando MCC e MCE quando utilizados com a correção da tensão média do critério de Crossland.

Nos modelos B-M e F-S, os resultados parecem simétricos aos obtidos pelo critério de Findley. Os pontos a 90° e 180° no critério de Findley destacaram-se dos restantes, na zona superior do gráfico, enquanto no modelo B-M esses pontos se destacam mais na zona inferior do gráfico. Neste modelo os ensaios com desfasamento de 60° também se afastaram os restantes, ficando mais próximos dos ensaios a 90° e 180° . Ao contrário do que, de modo geral se tinha verificado, em todos os critérios até aqui os resultados a 45° não estão alinhados linearmente. Na curva S-N deste modelo, os pontos dos ensaios multiaxiais encontram-se agrupados e confundem-se com os pontos dos ensaios uniaxiais, tal como aconteceu no MCC e MCE. No critério de Findley, tal não aconteceu.

O critério de Fatemi & Socie fez previsões de vida iguais às do critério de Brown & Miller, devido à constante k ter sido considerada nula. São dois modelos muito idênticos, em que a principal diferença entre eles é a forma como a componente normal do esforço influencia a vida à fadiga.

Como era expectável, modelo de Smith, Watson & Topper não originou resultados satisfatórios na previsão de vida em nenhum dos casos estudados. Todos os pontos do gráfico da Vida Experimental vs. Previsões ficaram na zona não conservadora. Conclui-se que tal como nos modelos de Sines e Crossland, este não é adequado aos casos estudados.

Verificou-se que o coeficiente de correlação não é um bom critério para avaliar globalmente o desempenho de cada método. Para melhor poder comparar os critérios aqui estudados, foram calculadas as discrepâncias médias e desvios padrão das previsões face aos resultados experimentais, para cada caso e globalmente. Essas discrepâncias encontram-se na tabela 5.1 e na figura 5.1. O modelo Findley 2 da tabela 5.1 representa o modelo de Findley sem a contabilização dos resultados dos ensaios com $\delta = 90^\circ$ e $\delta = 180^\circ$.

Tabela 5.1 – Discrepâncias das previsões dos critérios.

Modelo	$\delta = 0^\circ$	$\delta = 30^\circ$	$\delta = 45^\circ$	$\delta = 60^\circ$	$\delta = 90^\circ$	$\delta = 180^\circ$	Média das Discrepâncias	Desvio Padrão
Sines	144%	353%	615%	840%	3902%	8979%	1794%	2645%
Crossland	144%	353%	615%	840%	3902%	8979%	1794%	2645%
Findley	43%	46%	74%	189%	1314%	2315%	495%	767%
Findley 2	43%	46%	74%	189%	-	-	62%	50%
MCC	51%	205%	84%	41%	35%	21%	59%	48%
MCE	31%	62%	75%	83%	66%	31%	47%	18%
B-M	162%	321%	144%	66%	140%	95%	132%	58%
F-S	162%	321%	144%	66%	140%	95%	132%	58%
SWT	2383%	1182%	817%	564%	1277%	1733%	1148%	488%

Pela análise da tabela 5.1 verifica-se que nos modelos de Sines, Crossland e Findley, as discrepâncias das previsões face à vida experimental vão diminuindo, quando menor for o desfasamento algo que era esperado.

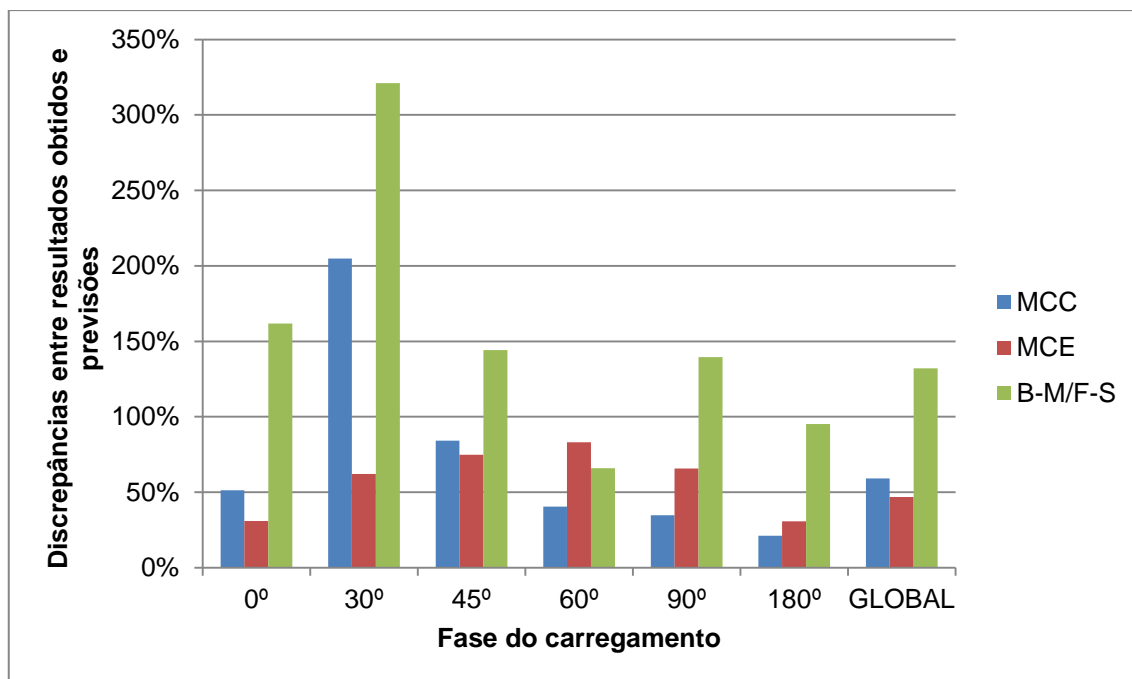


Figura 5.1 – Comparação dos modelos MCC, MCE, B-M/F-S.

O valor global de erro dos modelos de Sines, Crossland e SWT é muito elevado, tal como os desvios médios. O que é de estranhar neste último, pois foi desenvolvido para peças em que a tensão normal é maior que a tensão de corte, que foi o caso dos ensaios efetuados.

No modelo de Findley, se foram ignorados os ensaios com desfasamento de 90° e 180°, os resultados são bastante satisfatórios, quer no erro global, quer no desvio (ver linha Findley 2 da tabela 5.1).

Nos modelos de B-M/F-S e MCC, as previsões nos ensaios com o caso de desfasamento de 30° resultaram num erro significativamente maior que nos restantes. Nestes modelos, os outros tipos de carregamentos têm discrepâncias satisfatórias.

Em termos de discrepâncias globais MCC e MCE estão próximos, mas o MCE destaca-se por ter uma menor variação, demonstrando que é menos sensível a diferentes casos de desfasamentos, logo mais consistente.

Ao contrário do que seria esperado, globalmente os ensaios proporcionais não foram os que obtiveram menores discrepâncias. Considerando apenas os modelos considerados relevantes para a previsão de vida à fadiga com carregamentos biaxiais não proporcionais, expressos graficamente na figura 5.1, os ensaios com desfasamento a 45°, 60°, 90° e 180° são os que apresentam menores discrepâncias. Apenas os modelos MCC e MCE possuem baixos erros nos ensaios a 0°.

Capítulo 6

6.1. Conclusões

De acordo com os objetivos definidos no capítulo 1, resultam da realização deste trabalho as seguintes conclusões:

- A bibliografia desta área nem sempre é clara na definição genérica dos modelos e na utilização específica dos mesmos para os diferentes carregamentos possíveis, sendo difícil estabelecer à partida qual o modelo a utilizar para cada situação.
- Realizaram-se com sucesso os ensaios experimentais multiaxiais e uniaxiais inicialmente definidos. No total testaram-se com sucesso 20 provetes em condições baixas e 5 com uma solicitação uniaxial equivalente.
- Os critérios convencionais de previsão de vida à fadiga, como os critérios de Sines, Crossland, Findley e Smith, Watson & Topper demonstraram dificuldade em prever a vida à fadiga em carregamentos biaxiais de tensão-tensão não proporcionais, especialmente nos casos de maior desfasamento.
- O critério de Findley originou resultados satisfatórios nos ensaios com menores desfasamentos, mas maus resultados nos ensaios com desfasamentos de 90° e 180°.
- Os resultados obtidos nos modelos B-M e F-S apresentaram erros menores para as condições testadas que o critério de Findley, mesmo sendo mais indicados para baixo número de ciclos.
- Os critérios MCC e MCE revelaram bons resultados, o segundo com a vantagem de ter todos os resultados conservadores.
- O critério MCE mostrou ser o menos sensível aos diferentes desfasamentos, tendo obtido discrepâncias baixas e muito idênticas em todos os casos, mostrando ser o mais adequado à previsão de vida com carregamentos biaxiais tensão-tensão, proporcionais e não proporcionais.
- Verificou-se uma predominância de previsões não conservadoras, ao contrário do que seria de esperar, aspeto que pode ser explicado pelo fato dos ensaios uniaxiais para obter as curvas S-N terem sido feitos na direção de laminagem (direção mais resistente do provete).

6.2. Propostas para Desenvolvidimentos Futuros

Pelas mais diversas condicionantes pessoais, profissionais, académicas e logísticas, não foi possível explorar melhor algumas vertentes do tema escolhido ou de temas relacionados.

Assim, propõem-se como trabalhos futuros:

- Desenvolver Mecanismos que permitam realizar os ensaios de fadiga em torção e flexão puras, em provetes de pequena dimensão, feitos em materiais com baixa resistência, como foi o caso do utilizado neste trabalho. Estes ensaios não necessários para se obter os valores de k necessários para correção do efeito da tensão média;
- Realizar ensaios de fadiga uniaxiais na direção perpendicular à de laminagem;
- Realizar um maior número de ensaios, de modo a melhorar o nível de confiança dos resultados;
- Realizar ensaios biaxiais em que a tensão nas duas direções seja diferente e com carregamentos mais complexos, de modo a aproximar mais o estudo deste tema aos casos reais;
- Realizar os mesmos ensaios noutros materiais de interesse como ligas de aço e alumínio, bem como em materiais compósitos;
- Utilizar os ensaios feitos para realizar um estudo de previsão da velocidade e direção da propagação da fenda;
- Utilizar os ensaios feitos para comprar os resultados de outros critérios de previsão, independentemente de serem indicados para LCF ou HCF;
- Publicar trabalhos onde sejam claramente explicados a origem e aplicação dos diferentes modelos de previsão de vida à fadiga de reconhecido mérito, bem como todos os cálculos e procedimentos intermédios necessários à obtenção de resultados de acordo com os mesmos.

Bibliografia

Air Disaster website: <http://www.airdisaster.com/photos/aloha243/6.shtml> (16/06/2012).

Anes, V.; “*Efeito da Sequência de Cargas Axial e de Torção na Previsão de Vida em Fadiga Multiaxial*”; Tese de Mestrado, Instituto Superior Técnico, Lisboa, Abril de 2009, pp. 1-32.

Bannantie, J., Comer, J. and Handrock, J.; “*Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*”; Prentice Hall (1990).

Brown, M. and Miller, K.; “*A Theory for Fatigue Under Multiaxial Stress-Strain Conditions*”; Institute of Mechanical Engineers, v.187 (1973), pp. 745-756.

Cabrita, A.; “*Análise da não proporcionalidade entre tensões em carregamentos multiaxiais no aço inox austenítico (AISI 303)*”; Tese de Mestrado, Instituto Superior Técnico, Lisboa, Outubro de 2009, pp. 1-40.

Cláudio, R., Antunes, V., Maia, J., Freitas, M., Reis, L. and Li, B.; “*A new in-plane biaxial fatigue testing machine based on linear iron core electric motors*”; XIII Portuguese Conference on Fracture, Coimbra (2012).

Cláudio, R., Antunes, V., Maia, J., Freitas, M., Reis, L. and Li, B.; “*A new in-plane biaxial fatigue testing machine*”; XXX Encuentro del Grupo Español de Fractura, Toledo (2013).

Cláudio, R., Antunes, V., Freitas, M., Reis, L., Li, B. and Guelho, I.; “*Multiaxial Fatigue Behaviour of 1050 H14 Aluminium Alloy by a Biaxial Cruciform Specimen Testing Method*”; 10th International Conference on Mechanical Fatigue & Fracture, Kyoto (2013).

Cláudio, R., Maia, J., Antunes, V., Freitas, M., Reis, L. and Guelho, I.; “*Linear guiding system with air bearings and lateral adjustment*”; International Conference on Engineering UBI 2013 – University of Beira Interior – Covilhã (2013).

Cruz, A.; “*Análise da não proporcionalidade entre tensões em carregamentos multiaxiais*”; Tese de Mestrado, Instituto Superior Técnico, Lisboa, Outubro de 2007, pp. 1-27.

Findley, W.; "A Theory for the Effect of Mean Stress on Fatigue of Metals Under Combined Torsion and Axial Load or Bending," Journal of Engineering for Industry (1959), pp. 301-306.

Freitas, M., Li, B. and Santos, J.; "A numerical approach for high-cycle fatigue life prediction with multiaxial loading.", Multiaxial Fatigue and Deformation: Testing and Prediction, ASTM STP 1387, S. Kaluri and P.J. Bonacuse, Eds., ASTM, West Conshohocken (2000) pp. 139-156.

Guelho, I., Reis, L., Freitas, M., Li, B., Madeira, J. and Cláudio, R.; “*Optimization of Cruciform Specimen for a Low Capacity Biaxial Testing Machine*”; 10th International Conference on Mechanical Fatigue & Fracture, Kyoto (2013).

Henriques, W.; “*Análise do dano acumulado devido a carregamentos multiaxiais na vida à fadiga no aço 42CrMo4*”; Tese de Mestrado, Instituto Superior Técnico, Lisboa, Outubro de 2009, pp. 1-31.

Li, B. and Freitas, M.; "A Procedure for Fast Evaluation of High-Cycle Fatigue Under Multiaxial Random Loading." Proc. of ASME 2001 Design Engineering Technical Conferences: pp. 558-563 (2002).

Li, B., Santos, J. and Freitas, M.; "A Unified Numerical Approach for Multiaxial Fatigue Limit Evaluation." Mechanics of Structures and Machines – An International Journal, Volume 28, Number 1 (2000), pp. 85-103.

Li, B., Reis, L., and Freitas, M.; "Simulation of cyclic stress/strain evolutions for multiaxial fatigue life prediction."; International Journal of Fatigue 28 (2006), pp. 451–458.

Louro, J.; “*Avaliação do dano acumulado gerado por sequências de carregamentos biaxiais na vida à fadiga no aço 41CrMo4*”; Tese de Mestrado, Instituto Superior Técnico, Lisboa, Novembro de 2010, pp. 1-35.

Matweb website:

<http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=b1aa69c0528a40729478403542a8c94a&ckck=1>, (20/02/2013).

Mirolaw, M. and Zielinsk, A.i; "*Numerical Implementation of multiaxial high-cycle fatigue criterion to structural optimization*"; Journal of Theoretical and Applied Mechanics Vol. 44, No. 3, Warsaw 2006, pp. 691-712.

Papadopoulos, I., Davoli, P., Gorla, C., Filippini, M. and Bernasconi, A.; "*A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals*"; International Journal of Fatigue Vol 19, No. 3 (1997), pp. 219-235.

Radouane, A. and Lu, J.; "*Integrated Design for Fatigue Life Estimation of Structures*"; Journal of Mechanical Engineering 57 (2011) 7-8, pp. 547-554.

Reis, L., Li, B. and Freitas, M.; "*Biaxial fatigue for proportional and non-proportional loading paths*"; Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures 27, pp 775-784; Blackwell Publishing Ltd. 2004.

Reis, L., Li, B. and Freitas, M.; "*Crack Initiation and Growth Under Fatigue Loading in Structural Steels*"; International Journal of Fatigue 31 (2009), pp. 1660-1668.

Shigley J., Mischke, C. and Budynas, R.; "*Mechanical Engineering Design*"; Seventh Edition, McGraw Hill (2004).

Sines, G. and Ohgi, G.; "*Fatigue Criteria Under Combined Stresses or Strains*"; Proc. of ASME 1981 Vol. 103 pp. 82-90.

Smith, R., Watson, P. and Topper, T.; "*A Stress-Strain Parameter for the Fatigue of Metals*"; Journal of Materials, v.5, n.4 (1970), pp.767-778.

Socie, D. and Marquis, G.; "*Multiaxial Fatigue*"; SAE, Warrendale, PA 15096-0001 (2000), pp. 129-232.

Socie, D.; "*Multiaxial Stress-Life Technical Background article*"; eFatigue 2008; disponível em: <https://www.efatigue.com/multiaxial/background/stresslife.html>; consultado a 12 de Janeiro de 2013.

Sunder, R. and Ilchenko, B.; "*Fatigue crack growth under flight spectrum loading with superposed biaxial loading due to fuselage cabin pressure*"; International Journal of Fatigue, 33 (2011), pp. 1101-1100.

You, B. and Lee, S.; "*A critical review on multiaxial fatigue assessments of metals*"; International Journal of Fatigue, Vol. 18, No. 4 (1996), pp. 235-244.

Anexo I

Desenho do Provete

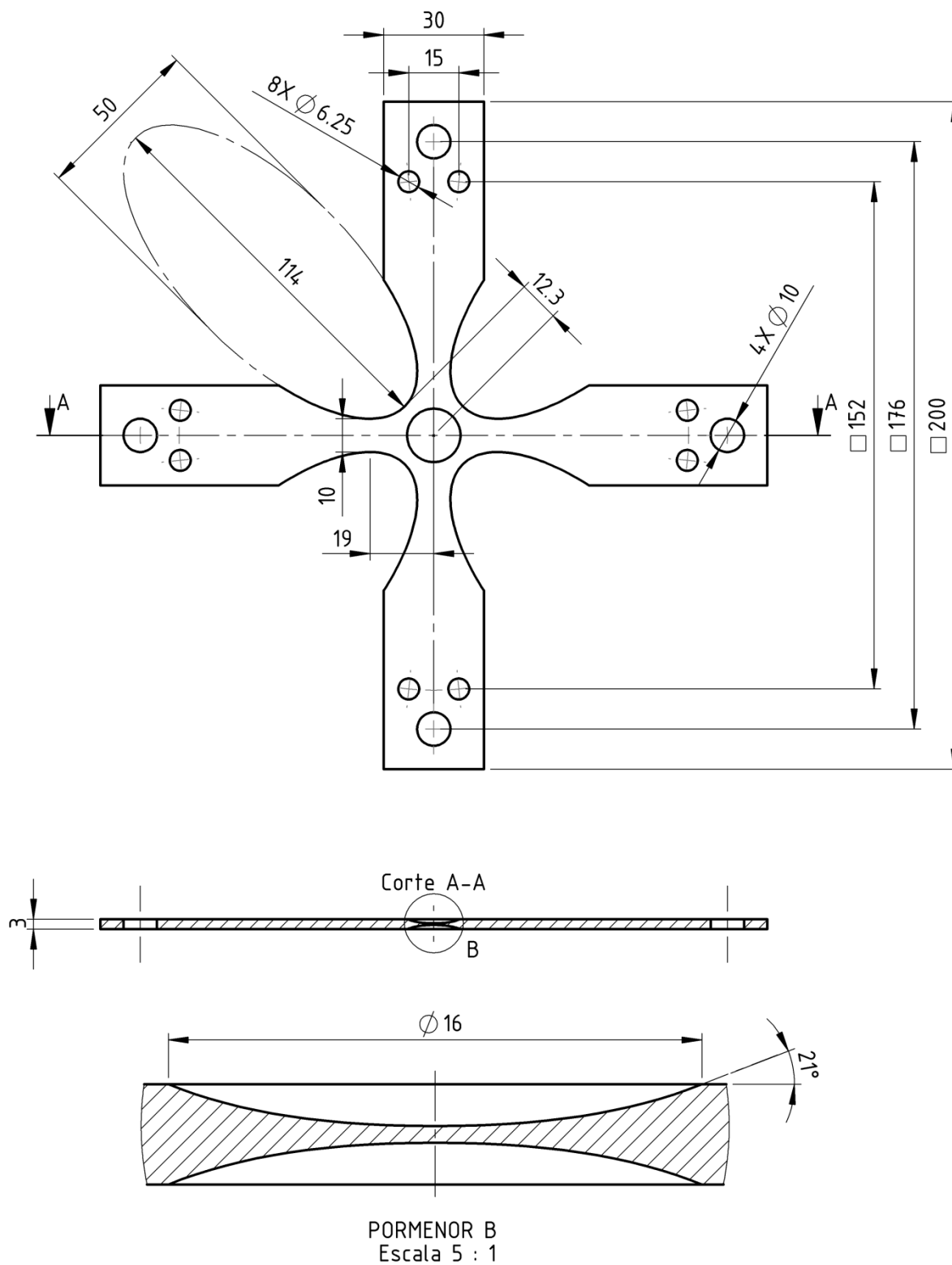


Figura A1 – Desenho do provete BTM2021.

Anexo II

Variáveis Inseridas no Modelo FEM

Tabela A1 – Variáveis inseridas no modelo FEM e constantes K resultantes.

Provete	1/2 Esp. ao centro [mm] *	1/2 Esp. no braço [mm] **	1/2 da Diagonal [mm] ***	Tensão [MPa]	K σ 1 [kN/MPa]	K σ 2 [kN/MPa]	K ϵ 1 [$\mu\epsilon$ /kN]	K ϵ 2 [$\mu\epsilon$ /kN]	K ϵ 3 [$\mu\epsilon$ /kN]
51	0,2525	1,4755	12,4050	11,0663	62,3451	-18,1588	990,3900	-561,3530	-211,2990
52	0,2505	1,4745	12,4075	11,0588	62,5315	-18,2136	993,3540	-563,0370	-211,9290
53	0,2520	1,4740	12,4075	11,0550	62,2920	-18,1394	989,5280	-560,8170	-211,1380
54	0,2525	1,4720	12,4100	11,0400	62,0786	-18,0718	986,1120	-558,8160	-210,4410
55	0,2525	1,4700	12,3825	11,0250	62,1098	-18,0937	986,6690	-559,2830	-210,4850
56	0,2475	1,4700	12,4175	11,0250	62,5561	-18,2102	993,6940	-563,1060	-212,0630
57	0,2570	1,4715	12,4625	11,0363	61,0638	-17,7285	969,7620	-548,9860	-207,2300
70	0,2635	1,4710	12,4050	11,0325	60,5685	-17,6070	962,0040	-544,8590	-205,4410
61	0,2525	1,4950	12,4150	11,2125	61,8518	-17,9993	982,4770	-566,8200	-209,7020
62	0,2500	1,4755	12,4175	11,0663	62,2582	-18,1249	988,9680	-560,4450	-211,0460
63	0,2495	1,4745	12,3600	11,0588	63,0047	-18,3872	1001,0400	-567,8170	-213,3620
64	0,2630	1,4745	12,4275	11,0588	60,7251	-17,6464	964,4610	-546,1780	-206,0020
65	0,2540	1,4700	12,4250	11,0250	61,6133	-17,9167	978,2600	-554,3430	-208,9570
66	0,2615	1,4715	12,4425	11,0363	60,6102	-17,6000	962,5730	-544,9560	-205,6740
67	0,2595	1,4690	12,4875	11,0175	60,3954	-17,5071	959,0170	-542,5830	-205,0910
68	0,2690	1,4705	12,4150	11,0288	59,7706	-17,3548	949,2330	-537,3880	-202,8310
69	0,2595	1,4750	12,4225	11,0625	61,2496	-17,8112	972,8510	-551,0760	-207,7220
71	0,2565	1,4690	12,4350	11,0175	61,1408	-17,7649	971,0520	-549,8840	-207,4240
72	0,2640	1,4690	12,4525	11,0175	60,0498	-17,4199	953,5910	-539,6660	-203,8560
73	0,2640	1,4690	12,4525	11,0175	60,0498	-17,4199	953,5010	-539,6660	-203,8560
80	0,2525	1,4740	12,4250	11,0550	62,3048	-18,1331	989,6830	-560,7870	-211,2290
81	0,2550	1,4700	12,4275	11,0250	61,8160	-17,9789	981,8620	-556,2140	-209,6300
82	0,2545	1,4740	12,4275	11,0550	60,4740	-17,4911	960,0790	-542,7260	-205,5450
83	0,2555	1,4755	12,4275	11,0663	61,7826	-17,9729	981,3490	-555,9690	-209,4980
84	0,2225	1,4700	12,4100	11,0250	66,3565	-19,3718	1054,3300	-598,1160	-224,6840

* Corresponde à metade da espessura ao centro, ilustrado na figura 3.3

** Corresponde à metade da espessura nos braços, ilustrado na figura 3.5

*** Corresponde à metade da diagonal ilustrada na figura 3.4

O valor do coeficiente de poisson utilizado foi 0,33 e o módulo de elasticidade 69 GPa.

Anexo III

Validação Experimental do Modelo FEM

Para validar experimentalmente o modelo de elementos finitos foram instrumentados 3 provetes: o BTM2012_004, BTM2012_007 e mais tarde o BTM2012_076, com extensómetros do tipo roseta da TLM, modelo FRA-2-23, compensadas para alumínio. Estes extensómetros medem a extensão em 3 direções, tendo duas dessas sido alinhadas com os braços do provete, ficando a restante a 45°.

Estes provetes foram testados estática e dinamicamente, na máquina e fora desta. Em primeiro lugar foram sujeitos a várias cargas conhecidas e a extensão medida foi comparada com a do modelo FEM. Os provetes foram suspensos e carregados através braçadeiras “de zip” nos furos de $\varnothing 10$ mm. Estes ensaios não originaram resultados fiáveis, devido ao atrito existente nas fixações não ficou assegurada a perpendicularidade da carga em relação ao provete.

Seguidamente o provete 007 foi carregado na máquina, com cargas entre os 50 N e os 250 N. Os resultados deste ensaio foram bastante satisfatórios, quer pela linearidade da resposta dos extensómetros, quer pelos valores obtidos, como ilustra o gráfico da figura A2.

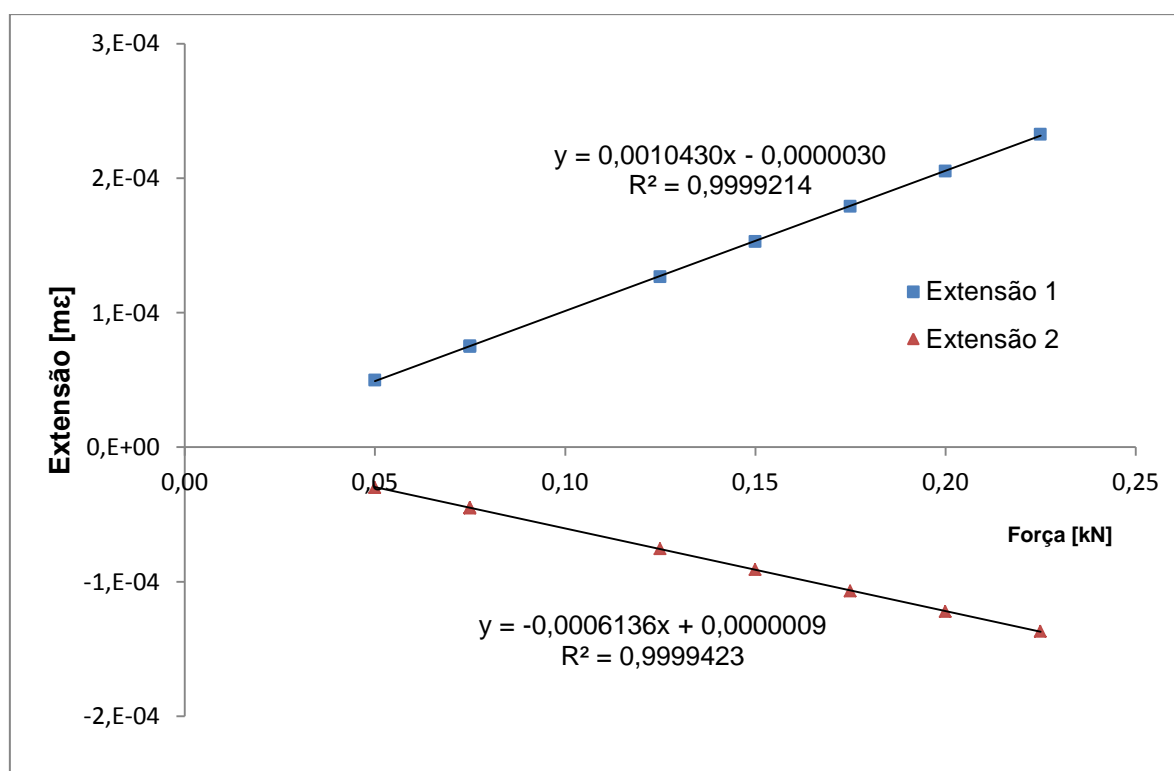


Figura A2 – Resultados do ensaio estático ao provete 007.

As discrepâncias dos valores experimentais, face aos teóricos provenientes do modelo de elementos finitos ficaram nos 3% como mostra a tabela A2.

Tabela A2 – Resultados do modelo FEM e experimentais.

	FEM	Ensaio Experimental	%
K_{ϵ_1} [ε/kN]	0,001012530	0,001043000	3,01
K_{ϵ_2} [ε/kN]	-0,000594345	-0,000613600	3,24

O provete 076 foi sujeito a um ensaio dinâmico com razão de tensões $R=-1$, com a correção do efeito de anel, na direção perpendicular à carga. Dos vários ciclos efetuados, foi escolhido um, que se encontra na figura A3. No gráfico dessa figura pode-se ver que as medições efetuadas (a tons de vermelho) encontram-se muito próximas de curvas teóricas geradas numericamente (a tons de azul).

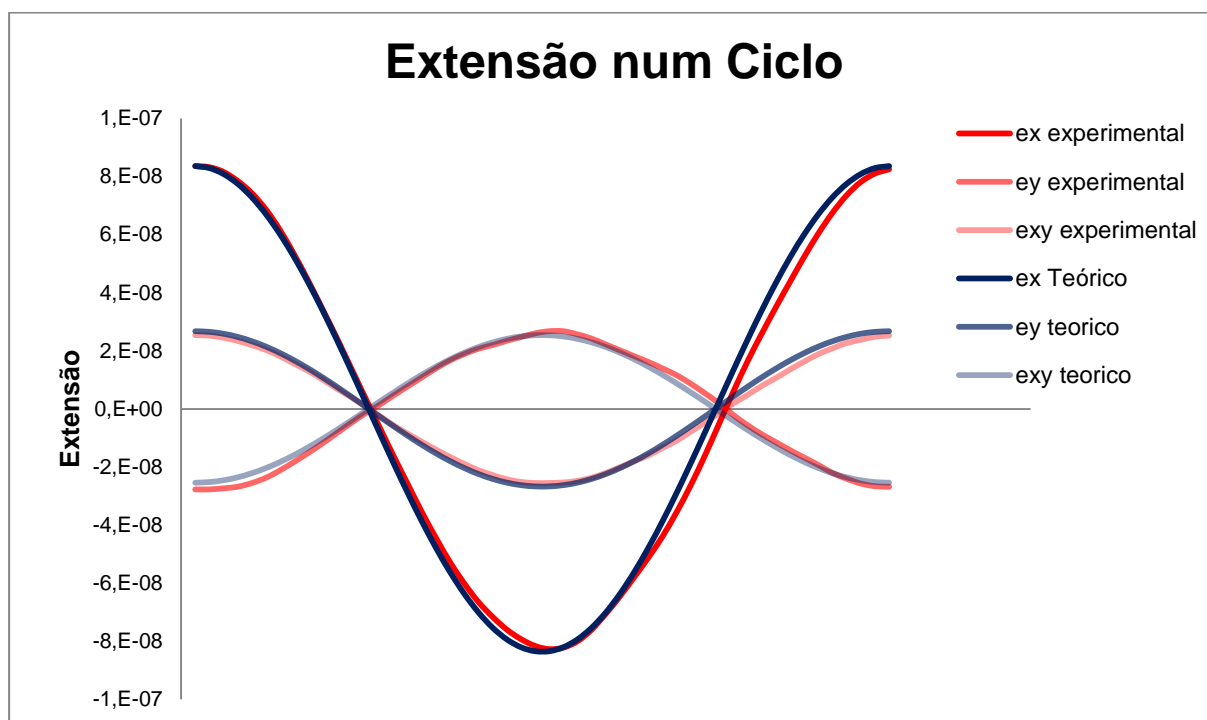


Figura A3 – Ensaio dinâmico realizado ao provete 076

Ainda nesse provete, foram confrontadas as constantes k teóricas do modelo FEM, com as correções feitas nos motores. Os resultados são considerados aceitáveis, tendo em conta a complexidade do provete e do ensaio.

Tabela A3 – Validação das constantes K .

Direção	Uniaxial corrigido			Biaxial		
	Exp. Corr.	FEM	Desvio	Exp. Corr.	FEM	Desvio
1	1006,21	985,71	2,04%	458,70	427,38	6,83%
2	-545,23	-558,34	-2,40%	442,55	427,38	3,43%